

Документ подписан простой электронной подписью

Информация о владельце:

ФИО: Новиков Денис Владимирович Тест 1

Должность: Директор филиала

Дата подписания: 11.11.2024 11:16:01

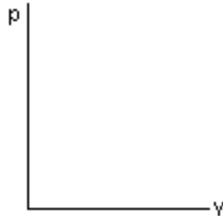
Уникальный программный ключ:

3357c68ce48ec4f695c95289ac7a9678e502be60

1). В схему ГТУ открытого цикла последовательно включены: компрессор-\_\_\_\_\_

2). В активную зону горения вводится \_\_\_% воздуха, поступающего из компрессора.

3). Идеальной цикл ГТУ в  $p-v$  координатах имеет вид

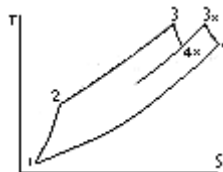


4). Цикл реальной ГТУ в  $T-S$  координатах имеет вид



5). В  $T-S$  координатах представлен цикл

1. с промежуточным подогревом
2. с промежуточным охлаждением
3. с регенерацией теплоты



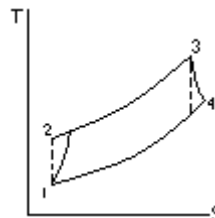
6). Степень повышения давления в компрессоре определяется по формуле \_\_\_\_\_

7). ГТУ с раздельным теплоперепадом выполняется с целью с целью

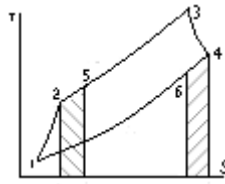
1. с целью упрощения конструкции
2. снижения мощности потребляемой компрессором
3. уменьшения тепловой напряженности лопаток турбины
4. устранения жесткой связи между компрессором, турбиной и гребным винтом

8). На  $T-S$  диаграмме цикла ГТУ процесс 1-2 изображает

1. отвод теплоты
2. подвод теплоты
3. расширение в турбине
4. сжатие в компрессоре



9). На T-S диаграмме цикла ГТУ с регенерацией теплоты подогрев воздуха в регенераторе изображается процессом \_\_\_\_\_



10). В схему ПТУ закрытого цикла последовательно включены: паровой котел - \_\_\_\_\_

## Тест 2

1. Теоретическая работа 1 кг пара (располагаемый теплоперепад) определяется по формуле \_\_\_\_\_

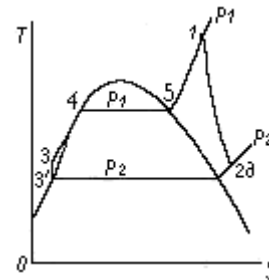
2. В цикле ПТУ

Процесс

1. нагрев воды до кипения
2. конденсация пара
3. перегрев пара
4. парообразование
5. подача воды насосом
6. расширение в турбине

Изображение

- на диаграмме
- А 1-2
  - Б 1-2д
  - В 2-3'
  - Г 3'-3
  - Д 3-4
  - Е 4-5
  - Ж 5-1



Ответы: 1\_\_, 2\_\_, 3\_\_, 4\_\_, 5\_\_, 6\_\_.

3. Идеальный цикл Ренкина имеет вид

4. Если при  $p_1 = \text{const}$  повысить температуру пара, то КПД установки

1. уменьшается
2. остается постоянным
3. возрастает

5. В схему ПТУ закрытого цикла последовательно включены: паровой котел - \_\_\_\_\_

6. При снижении давления в конденсаторе теплоперепад

1. уменьшается
2. остается постоянным
3. возрастает

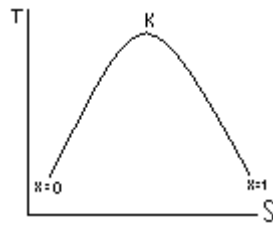
7. Промежуточный перегрев пара осуществляется

1. после котла
2. после турбины высокого давления
3. после турбины низкого давления

8. КПД предельного регенеративного цикла, в данном интервале температур

1. равен КПД идеального цикла Ренкина
2. равен КПД реального цикла
3. максимально возможный
4. минимальный

9. Предельный регенеративный цикл установки, работающей на перегретом паре, имеет вид

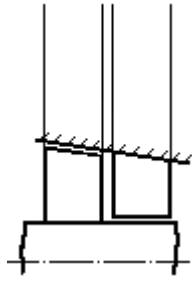


10. Сопловой аппарат турбины предназначен для преобразования

1. кинетической в механическую
2. кинетической в потенциальную
3. потенциальной в кинетическую
4. потенциальной в механическую

### Тест 3

- 1). Неподвижный лопаточный аппарат турбины называется \_\_\_\_\_
- 2). Скорость потока в соплах
  1. увеличивается
  2. остается постоянной
  3. уменьшается
- 3). На рабочих лопатках турбины происходит преобразование энергии
  1. кинетической в механическую
  2. потенциальной в механическую
  3. потенциальной в кинетическую
  4. кинетической в потенциальную
- 4). Принцип силового воздействия потока, при котором усилие на рабочих лопатках турбины является следствием поворота в каналах называется \_\_\_\_\_
- 5). В активной ступени турбины давление потока падает
  1. только в соплах
  2. только на рабочих лопатках
  3. в соплах и на рабочих лопатках
- 6). Принцип силового воздействия потока, при котором усилие на рабочих лопатках возникает из-за ускорения потока в рабочих каналах, при расширении рабочего тела, называется \_\_\_\_\_
- 7). В реактивной ступени турбины давление потока падает
  1. только в соплах
  2. только на рабочих лопатках
  3. в соплах и на рабочих лопатках
- 8). На направляющих лопатках компрессорной ступени происходит преобразование энергии
  1. кинетической в механическую
  2. кинетической в потенциальную
  3. потенциальной в кинетическую
  4. потенциальной в механическую
  5. механической в кинетическую
  6. механической в потенциальную
- 9). На рабочих лопатках компрессора происходит преобразование энергии
  1. кинетической в механическую
  2. кинетической в потенциальную
  3. потенциальной в кинетическую
  4. потенциальной в механическую
  5. механической в кинетическую
  6. механической в потенциальную
- 10). График изменения скорости и давления в компрессорной ступени имеет вид



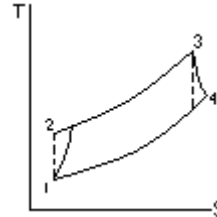
## Тест 4

1). Степень понижения давления в турбине определяется по формуле \_\_\_\_\_

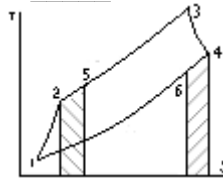
- 2). ГТУ с раздельным потоком газа выполняется с целью с целью
1. устранения жесткой связи между компрессором, турбиной и гребным винтом
  2. уменьшения тепловой напряженности лопаток турбины
  3. снижения мощности потребляемой компрессором
  4. с целью упрощения конструкции

3). На T-S диаграмме цикла ГТУ процесс 4-1 изображает

1. сжатие в компрессоре
2. расширение в турбине
3. подвод теплоты
4. отвод теплоты

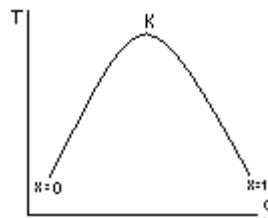


4). На T-S диаграмме цикла ГТУ с регенерацией теплоты отвод теплоты от газов в регенераторе изображается процессом \_\_\_\_\_



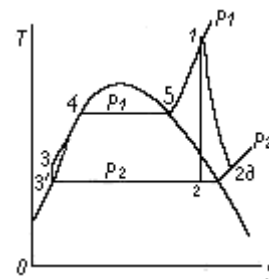
5). В схему ПТУ закрытого цикла последовательно включены: паровой котел - \_\_\_\_\_

6). Идеальный цикл Ренкина имеет вид



7). В цикле ПТУ

Процесс	Изображение на диаграмме
1. нагрев воды до кипения	А 1-2
2. конденсация пара	Б 1-2д
3. перегрев пара	В 2д-3'
4. парообразование	Г 3'-3
5. подача воды насосом	Д 3-4
6. расширение в турбине	Е 4-5
	Ж 5-1



Ответы: 1 \_\_, 2 \_\_, 3 \_\_, 4 \_\_, 5 \_\_, 6 \_\_.

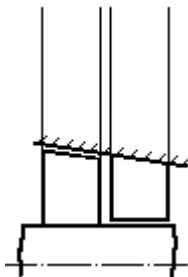
8). Теоретическая работа 1 кг пара (располагаемый теплоперепад) определяется по формуле \_\_\_\_\_

9). Если при  $P_1 = \text{const}$  повысить температуру пара, то КПД установки

1. уменьшается
2. остается постоянным
3. возрастает

10). Если при  $T_1 = \text{const}$  увеличить давление  $P_1$ , то конечная влажность пара

1. уменьшается
2. остается постоянной
3. возрастает



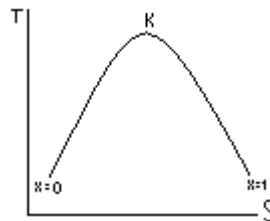


## Тест 5

- 1). При снижении давления в конденсаторе теплоперепад
1. уменьшается
  2. остается постоянным
  3. возрастает

- 2). Промежуточный перегрев пара осуществляется
1. после котла
  2. после турбины высокого давления
  3. после турбины низкого давления

- 3). Предельный регенеративный цикл установки, работающей на сухом насыщенном паре, имеет вид



- 4). КПД предельного регенеративного цикла, в данном интервале температур
1. равен КПД идеального цикла Ренкина
  2. равен КПД реального цикла
  3. максимально возможный
  4. минимальный

- 5). 1 Сопловой аппарат турбины предназначен для преобразования
1. кинетической в механическую
  2. потенциальной в механическую
  3. потенциальной в кинетическую
  4. кинетической в потенциальную

- 6). Неподвижный лопаточный аппарат турбины называется \_\_\_\_\_

- 7). Скорость потока в соплах
1. увеличивается
  2. остается постоянной
  3. уменьшается

- 8). На рабочих лопатках турбины происходит преобразование энергии
1. кинетической в механическую
  2. потенциальной в механическую
  3. потенциальной в кинетическую
  4. кинетической в потенциальную

9). Принцип силового воздействия потока, при котором усилие на рабочих лопатках турбины является следствием поворота в каналах называется \_\_\_\_\_

10). В активной ступени турбины давление потока падает

1. только в соплах
2. только на рабочих лопатках
3. в соплах и на рабочих лопатках

Контрольные вопросы к зачету  
по дисциплине “Судовые турбомашины”

1. Принцип действия ГТУ.
2. ГТУ открытого цикла. Схема. Изображение в  $p-v$  и  $T-S$  координатах.
3. ГТУ закрытого цикла. Схема. Изображение в  $p-v$  и  $T-S$  координатах.
4. Цикл реальной ГТУ. Схема. Тепловая диаграмма.
5. Цикл ГТУ с регенерацией теплоты. Схема. Тепловая диаграмма.
6. Цикл ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха при сжатии и регенерацией теплоты. Схема. Тепловая диаграмма.
7. Цикл ГТУ с промежуточным подогревом и регенерацией теплоты. Схема. Тепловая диаграмма.
8. ГТУ с отдельным перепадом теплоты. Схема. Тепловая диаграмма.
9. ГТУ с отдельным потоком газа. Схема. Тепловая диаграмма.
10. ПТУ открытого цикла. Схема. Изображение в  $v$  и  $T-S$  координатах.
11. ПТУ закрытого цикла. Схема. Изображение в  $v$  и  $T-S$  координатах.
12. Методы повышения эффективности ПТУ.
13. ПТУ с промежуточным перегревом пара. Схема. Изображение в  $v$  и  $T-S$  координатах.
14. Классификация турбин. Сравнение их с ДВС.
15. Принцип действия турбины. Схема одноступенчатой турбины.
16. Принцип силового воздействия на лопатках активной турбины.
17. Активные турбины. График изменения давления и скорости абсолютной и относительной.
18. Принцип силового воздействия на лопатках реактивной турбины.
19. Реактивные турбины. График изменения давления и скорости абсолютной и относительной.
20. План скоростей активной турбины.
21. План скоростей реактивной турбины.
22. Степень реактивности и характеристика турбинной ступени.

23. Многоступенчатая активная турбина со ступенями давления.
24. Многоступенчатая реактивная турбина со ступенями давления.
25. Многоступенчатая турбина со ступенями скорости.
26. Принцип действия осевого компрессора.
27. Принцип действия центробежного компрессора.
28. Степень реактивности компрессорной ступени.
29. Треугольники скоростей компрессорной ступени.
30. Неустойчивая работа компрессорной ступени.
31. Многоступенчатый осевой компрессор.

Федеральное агентство морского и речного транспорта  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Волжский государственный университет водного транспорта»

Кафедра эксплуатации судовых энергетических установок

Ю. В. Варечкин, М.Ю. Храмов

## **Расчет и проектирование судовой паровой турбины**

Нижний Новгород  
2022

Федеральное агентство морского и речного транспорта  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Волжский государственный университет водного транспорта»

Кафедра эксплуатации судовых энергетических установок

## **Расчет и проектирование судовой паровой турбины**

Методические рекомендации  
к выполнению курсовой работы для обучающихся по  
направлению подготовки 26.05.06 «Эксплуатация судовых  
энергетических установок  
смешенного (река-море) плавания»

Составители – Ю.В. Варечкин, М.Ю. Храмов

Нижний Новгород  
Издательство ФГБОУ ВО «ВГУВТ»  
2022

**УДК 621.115**  
**В18**

Рецензент – проф., д.т.н. Ю.И.Матвеев

Расчет ступени паровой турбины: метод. рекомендации к выполнению курсовой работы для студентов специальности 26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок смешенного река-море плавания» / сост. – Ю.В. Варечкин, М.Ю Храмов. – Н. Новгород: Изд-во ФГБОУ ВО «ВГУВТ», 2022. – с.

Рассмотрены основы расчета паровой турбомашинны, ступени скорости, активной ступени и ступени, работающей в области влажного пара необходимые при освоении дисциплины «Судовые турбомашинны».

*Для студентов очного и заочного обучения.*

Работа рекомендована к изданию кафедрой эксплуатации судовых энергетических установок (протокол № 8 от 2.06.22)

© ФГБОУ ВО «ВГУВТ», 2022

## Введение

Методические указания содержат подробный и полный алгоритм расчетов для выполнения курсовой работы на примере расчета однопоточной конденсационной турбины мощностью 50 МВт с параметрами острого пара 8,8 МПа и 535 °С.

Алгоритм включает определение конструкции турбины, количества нерегулируемых отборов, построение процесса расширения пара в  $hs$  диаграмме, разработку схемы проточной части; подробный расчет двухвенечной ступени скорости с определением всех параметров и выбором типа профилей, детальный расчет первой и последней нерегулируемых ступеней; расчет на прочность рабочих лопаток последней ступени; выполнение эскизов ступени скорости, крутки лопаток последней ступени.

### Выбор исходных данных для выполнения курсовой работы.

Исходные данные для выполнения курсовой работы выбираются по вариантам из таблицы, приведенной в приложении 1.

Студенты выбирают вариант задания на расчетную работу (табл. 1) по последней цифре своего шифра и в соответствии с номером группы, которая устанавливается в зависимости от начальной буквы фамилии студента:

- Р, Т, У, Ц, - I группа;
- Л, М, Н, - II группа;
- Е, Ж, З, И, - III группа;
- А, Г, Д, Щ, - IV группа;
- Б, Ч, Ш -V группа;
- В, П, Х -VI группа;
- К, О, Ю, Я -VII группа;
- С, Ф, Э -VIII группа.



Таблица 1. Выбор варианта задания

Группа	Последняя цифра шифра									
	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>0</i>
<i>I</i>	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<i>II</i>	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
<i>III</i>	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
<i>IV</i>	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
<i>V</i>	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
<i>VI</i>	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60
<i>VII</i>	61	62	63	6	65	66	67	68	69	70
<i>VIII</i>	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80

## 1. Исходные данные

1. Номинальная электрическая мощность,  $N_3$ , МВт.
2. Начальные параметры пара,  $p$ , бар (МПа);  $t_0$ , °С.
3. Давление отработавшего пара,  $p_k$ , бар (кПа).
4. Температура питательной воды,  $t_{пв}$ , °С.
5. Частота вращения,  $n$ , с<sup>-1</sup>.
6. Схема системы регенерации - 2ПВД+Д+3ПНД (два подогревателя высокого давления, три подогревателя низкого давления и один деаэрактор).

### Пример

1. Номинальная электрическая мощность  $N_3$  50 Вт.
2. Начальные параметры пара:  
 давление  $p$  8,8 МПа (88 бар).  
 температура  $t_0$  535 °С.
3. Давление отработавшего пара  $p_k$  3,5 кПа.
4. Температура питательной воды  $t_{пв}$  216 °С.
5. Частота вращения  $n$  50 с<sup>-1</sup>.
6. Схема системы регенерации 2ПВД+ Д+ 3ПНД.

## 2. Выбор конструкции турбины

Для паровых конденсационных турбин мощностью до  $\approx 60$  МВт может быть принята однопоточная однокорпусная конструкция.

1. Потери давления в стопорном и регулирующем клапанах, МПа:

$$\Delta p_0 = (0,03 \dots 0,05) \cdot p. \quad (1)$$

2. Давление пара на входе в ступень турбины, МПа:

$$p_0 = p - \Delta p_0. \quad (2)$$

3. Энтальпию  $h_0$   $\left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right)$ , энтропию  $s_0$   $\left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}\right)$  и удельный объем  $v_0$   $\left(\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}\right)$  пара перед ступенью (на входе), определяют по  $h_s$  диаграмме (приложение 5) по известным начальным давлению  $p_0$  (бар) и температуре  $t_0$  ( $^\circ\text{C}$ ).

4. Строится адиабатный процесс расширения пара в  $h_s$  диаграмме и определяется энтальпия пара на выходе из турбины  $h_k$   $\left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right)$  (по давлению  $p_k$  (бар) и энтропии  $s_0$   $\left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}\right)$ ).

5. Располагаемый теплоперепад в турбине,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ :

$$H_0 = h_0 - h_k. \quad (3)$$

6. Предварительное определение количества ступеней турбины.

Рекомендуется принимать следующие значения теплоперепада на разных ступенях турбины:

для двухвенечной ступени скорости –  $100 \dots 250$  кДж/кг;

для активных ступеней средних давлений –  $40 \dots 50$  кДж/кг;

для последних ступеней турбины, работающих, как правило, в зоне влажного пара –  $70 \dots 120$  кДж/кг.

В двух последних случаях большие значения – для меньших давлений.

Принимается теплоперепад для ступеней турбины:

для регулирующей ступени скорости –  $H_0^{\text{рег}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;

для активных (остальных) ступеней –  $H_0^a, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

Предварительная оценка числа ступеней, шт.:

$$z = \frac{H_0 - H_0^{\text{рег}}}{H_0^a}. \quad (4)$$

Общее число ступеней:

$$Z = z + 1. \quad (5)$$

### 7. Схема турбины.

Под схемой турбины понимается характер проточной части, которая содержит определенное количество ступеней и все нерегулируемые отборы, которые должны быть сформировать для заданной турбины. Для этого предварительно надо составить схему регенерации с указанием всех параметров отбора и всех подогревателей, которые необходимы.

Заданы два подогревателя высокого давления, три подогревателя низкого давления и один деаэратор. Задача состоит в равномерном распределении всех необходимых теплоперепадов, которые на каждый подогреватель должны быть поданы и обеспечены.

При определении нерегулируемых отборов можно пользоваться следующими рекомендациями:

- Нагрев воды в регенеративных подогревателях допустимо принимать на уровне: для группы ПВД – 30...35 °С в каждом подогревателе; для группы ПНД – 20...30 °С в каждом подогревателе.

- Процесс передачи теплоты в подогревателях осуществляют при постоянном давлении в условиях конденсации пара, т.е. при температуре насыщения  $t_n$ .

- Для подогревателей поверхностного типа следует учитывать недогрев воды на уровне 4°С.

- Нагрев воды в деаэраторе допустимо принимать на уровне 20...30 °С. Собственно деаэратор относить к группе подогревателей низкого давления (ПНД).

- Деаэратор является подогревателем смешивающего типа и здесь недогрев воды отсутствует. Передача теплоты идет при температуре насыщения при давлении деаэрации. Рекомендовано принять давление 6 бар ( $t_n \approx 160 \text{ }^\circ\text{C}$ ) или 7 бар ( $t_n \approx 165 \text{ }^\circ\text{C}$ ), но возможно отклонение от рекомендации.

- Верхний (наиболее высокое давление) отбор должен обеспечить заданную температуру питательной воды с учетом недогрева.

- Большое число подогревателей необходимо для более высокой температуры питательной воды.

- При наличии в схеме подогревателей высокого давления и деаэрата, пар на деаэратор отбирают из ближнего ПВД через редукционно-охладительную установку (РОУ). Это делают для снижения числа отборов из турбины.

Для заданных условий необходимо определить схему регенерации; параметры основного конденсата и питательной воды; параметры в отборах.

При этом необходимо помнить, что, подогрев питательной воды в подогревателях осуществляется за счет того, что пар, отбираемый из турбины, отправляется в устройство, где в процессе конденсации обеспечивается передача теплоты питательной воде. Процесс конденсации происходит при постоянном давлении и постоянной температуре. Постоянство давления обеспечивается тем параметром отбора, который должен быть сформировать.

На  $hs$  - диаграмме отмечают давления нерегулируемых отборов, и по диаграмме определяют теплоперепады между нерегулируемыми отборами при адиабатном процессе расширения.

Затем уточняют число ступеней между отборами. Следует помнить о плавности расширения проточной части турбины (обуславливает постепенное увеличение теплоперепада на каждую последующую группу ступеней) и о наличии после последнего отбора группы ступеней.

Для активных ступеней теплоперепад на ступень может находиться в пределах 50...60 кДж/кг. Для ступеней, работающих в области влажного пара теплоперепад, может приниматься 70...120 кДж/кг. Задача состоит в том, чтобы спроектировать и спроектировать проточную часть турбины таким образом, чтобы

теплоперепад от начала процесса расширения к окончанию процесса расширения постепенно увеличивался. Рекомендуется принимать в начале процесса расширения (до первого отбора пара) на уровне 40 кДж/кг, постепенно увеличивать в средние части (до второго и третьего отбора пара) до 50...60 кДж/кг и в конце процесса расширения брать на уровне 90...110 кДж/кг.

Это позволяет уточнить число ступеней.

Затем формируются характеристики отборов и число ступеней с точки зрения распределения по теплоперепаду между отборами. Эти данные собираются в таблицу.

На участке параметров от начальных параметров до первого отбора теплоперепад можно определить в соответствии с диаграммой  $h_0 - h_1$  (в первом отборе).

8. Определение доли пара на регенерацию в отборах и на турбину в целом

Количество пара на регенерацию ( $R$ -отборы) обычно не превышает 25...35% от общего расхода пара в голову турбины.

Предварительный расход пара на турбину определяют на основании уравнения энергетического баланса, кг/с:

$$G_0 = m \frac{N_э}{H_0 \cdot \eta_{0i}}. \quad (6)$$

где  $m = 1,2...1,25$  – учитывает недовыработку теплотой электроэнергии (большие значения для турбин с развитой системой регенерации);

$\eta_{0i}$  – внутренний относительный КПД турбины (в первом приближении принимают на уровне 0,8...0,9).

Примем, что количество пара на регенерацию оставляет 30%. Эти 30% делятся на две составляющие поровну. Одна составляющая на уровне 15% на ПВД и вторая составляющая на уровне 15% на ПНД+Д. В относительных долях это будет 0,15 в обоих случаях.

Расходы пара в отборах сводятся в таблицу.

### Пример

1. Потери давления в стопорном и регулирующем клапанах

$$\Delta p_0 = 0,045 \cdot 8,8 = 0,4 \text{ МПа.}$$

2. Давление пара на входе в ступень турбины

$$p_0 = 8,8 - 0,4 = 8,4 \text{ МПа.}$$

3. При давлении пара  $p_0 = 8,4 \text{ МПа}$  (84 бар) и температуре  $t_0 = 535^\circ\text{C}$  энтальпия  $h_0 = 3480 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ , энтропия  $s_0 = 6,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$ , удельный объем  $v_0 = 0,042 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$  (точка **O** рис.1).

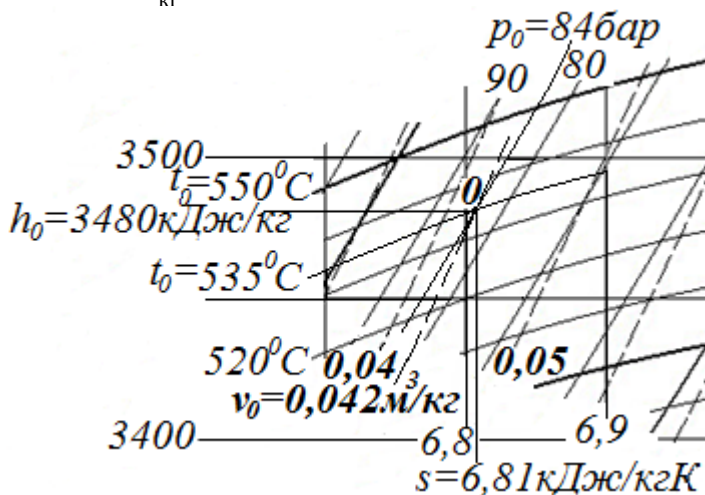


Рис. 1. Определение параметров в точке **O**

4. Строим адиабатный процесс расширения пара (рис. 2), получаем точку **K**.

При давлении конденсации (давление отработавшего пара)  $p_k = 3,5 \text{ кПа}$  (0,035 бар) энтальпия пара на выходе из турбины

$$h_k = 2035 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \text{ удельный объем } v_k = 35 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

5. Располагаемый теплоперепад в турбине

$$H_0 = 3480 - 2035 = 1445 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

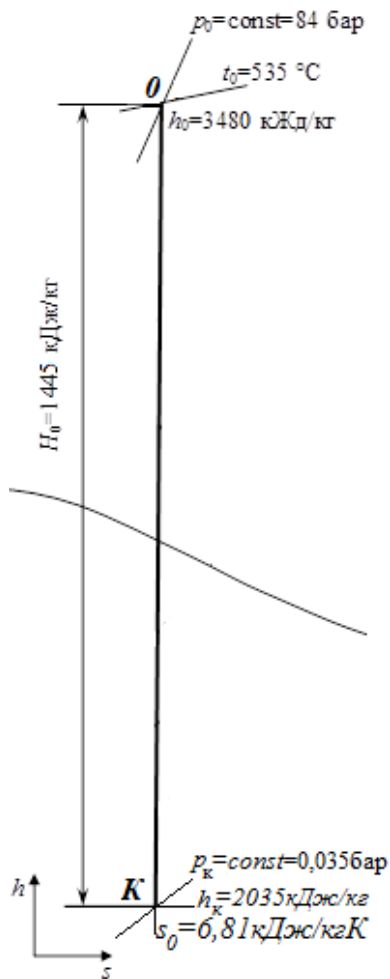


Рис. 2. Процесс расширения пара в турбине в  $hs$  диаграмме (первый этап)

При этом в подогревателях высокого давления подогрев воды необходимо реализовывать на  $30...35$  °С, а в трех подогревателях низкого давления и в деаэраторе на  $20...30$  °С. В каждом случае необходимо учитывать недогрев на  $4$  °С.

Для организации данной схемы в подогревателе верхнем, высокого давления, реализован нагрев воды на  $35$  °С.

6. Определим количество ступеней турбины. Для этого примем:

для регулирующей ступени скорости –  $H_0^{\text{рег}} = 200 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;

для активных (остальных) ступеней –  $H_0^a = 60 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

$$z = \frac{1445 - 200}{60} \approx 21.$$

Общее число ступеней  $Z = 21 + 1 = 22$  шт.

7. Температура питательной воды  $t_{\text{пв}} = 216$  °С (задана). Температуру конденсации определяем по давлению конденсации. Температура насыщения (конденсации), соответствующая давлению конденсации  $p_k = 3,5$  кПа (0,035 бар) равна  $t_k = 20$  °С. Она получена из таблицы 2 “Термодинамические свойства воды и перегретого пара” (приложение 2) или по  $hs$  - диаграмме.

Необходимо распределить на шесть подогревателе температурный перепад в количестве  $216 - 20 = 196$  °С.

Таблица 2. Термодинамические свойства воды и перегретого пара

t	p = 0,016 бар				p = 0,02 бар				p = 0,03 бар				p = 0,04 бар			
	v	h	s	s	v	h	s	s	v	h	s	s	v	h	s	s
°C	м³/кг	кДж/кг	кДж/кг	К	м³/кг	кДж/кг	кДж/кг	К	м³/кг	кДж/кг	кДж/кг	К	м³/кг	кДж/кг	кДж/кг	К
0	0,00102	0,0	-0,001		0,001	0,0	-0,0010		0,001	0,0	-0,0001		0,0010	0,0	-0,0001	
10	130,60	2519,5	8,995		0,0010002	42,0	0,1510		0,0010002	42,0	0,1510		0,0010002	42,0	0,1510	
20	135,23	2538,1	9,060		67,58	2537,8	8,7396		0,0010017	83,9	0,2963		0,0010017	83,9	0,2963	
40	144,47	2575,5	9,1837		72,21	2575,3	8,8632		48,13	2575,0	8,6755		36,08	2574,8	8,5421	
80	162,95	2650,6	9,4093		81,46	2650,4	9,0891		54,30	2650,3	8,9016		40,72	2650,2	8,7685	
120	181,42	2726,2	9,6122		90,70	2726,1	9,2921		60,46	2726,0	9,1048		45,34	2726,0	8,9718	
160	199,89	2802,6	9,7971		99,94	2802,5	9,4771		66,62	2802,4	9,2898		49,96	2802,4	9,1570	
200	218,3	2879,7	9,9674		109,17	2879,7	9,6475		72,78	2879,6	9,4603		54,58	2879,6	9,3274	
240	236,8	2957,7	10,1257		118,40	2957,7	9,8058		78,93	2957,7	9,6186		59,20	2957,6	9,4858	
280	255,3	3036,7	10,2739		127,64	3036,7	9,9539		85,09	3036,6	9,7668		63,81	3036,6	9,6340	
320	273,7	3116,6	10,4134		136,87	3116,6	10,0934		91,24	3116,6	9,9063		68,43	3116,6	9,7735	
360	292,2	3197,5	10,5454		146,10	3197,5	10,2255		97,40	3197,5	10,0383		73,05	3197,5	9,9055	
400	310,7	3279,5	10,6709		155,33	3279,5	10,351		103,55	3279,5	10,164		77,66	3279,5	10,001	
440	329,1	3362,4	10,790		164,56	3362,4	10,470		109,70	3362,4	10,283		82,28	3362,4	10,150	
480	347,6	3446,5	10,905		173,8	3446,5	10,585		115,86	3446,5	10,398		86,89	3446,5	10,265	
520	366,0	3531,7	11,015		183,0	3531,7	10,695		122,01	3531,6	10,508		91,51	3531,6	10,375	
560	384,50	3618,0	11,121		192,2	3617,9	10,802		128,17	3617,9	10,614		96,12	3617,9	10,482	
600	402,96	3705,3	11,224		201,5	3705,3	10,904		134,32	3705,3	10,717		100,74	3705,3	10,584	

T.e. 216-35 = 181 °C.

181-35 = 146 °C.



30 °C на деаэрактор и так далее до 20 °C ( $146-30 = 116$  °C,  $116-30 = 86$  °C,  $86-30 = 56$  °C) (рис.3).

$$t_{п.в.} = 216 \text{ °C}$$

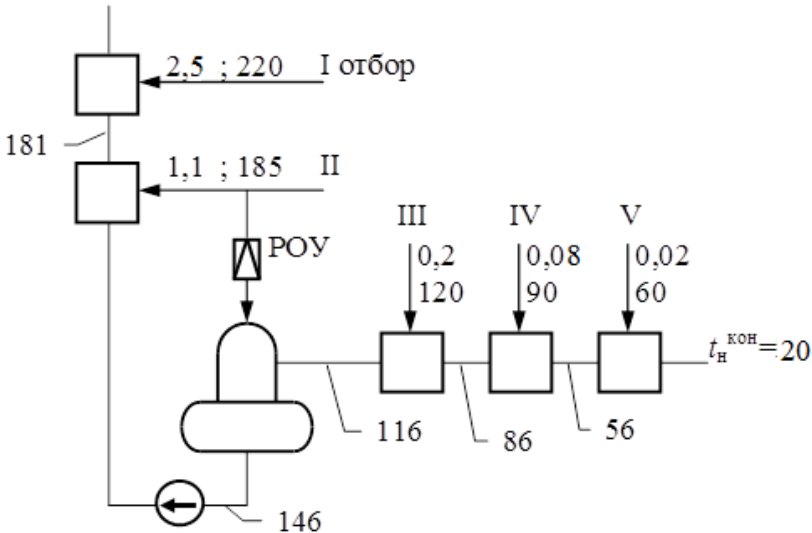


Рис. 3. Схема регенерации с указанием параметров отборов (численные значения для примера)

Для того, чтобы обеспечить 216 °C, температура в отборе должна быть 220 °C. При этом давление в отборе должно находиться на уровне 2,5 МПа или 25 бар (соответствует температуре насыщения 220 °C) (из табл. 3).

Таблица 3. Термодинамические свойства воды и перегретого пара

t	p = 15 бар			p = 20 бар			p = 25 бар			p = 30 бар		
	v	h	s	v	h	s	v	h	s	v	h	s
°C	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)
0	0,0009995	1,5	0,0000	0,0009992	2,0	0,0000	0,0009990	2,5	0,00004	0,0009987	3,0	0,0001
40	0,0010071	168,8	0,5715	0,0010069	169,2	0,5713	0,0010067	169,7	0,5711	0,0010065	170,1	0,5709
120	0,0010599	504,6	1,5264	0,0010596	505,0	1,5260	0,0010593	505,3	1,5255	0,0010590	505,7	1,5250
190	0,001141	807,6	2,235	0,0011408	807,9	2,2345	0,0011403	808,1	2,2338	0,0011399	808,3	2,2330
210	0,1366	2822,9	6,5099	0,0011725	897,8	2,4245	0,0011719	898,0	2,4237	0,0011714	898,1	2,4228
220	0,1406	2849,2	6,5639	0,1021	2820,4	6,3842	0,0011897	943,7	2,5175	0,0011891	943,9	2,5166
230	0,1445	2874,7	6,6150	0,1053	2849,0	6,4416	0,08164	2820,4	6,2927	0,0012084	990,3	2,6098
240	0,1483	2899,3	6,6635	0,1084	2876,3	6,4953	0,08439	2851,0	6,3529	0,06818	2823,0	6,2245
280	0,1627	2993,0	6,8394	0,1200	2976,9	6,6842	0,09434	2959,8	6,5573	0,07714	2941,8	6,4477
320	0,1765	3082,1	6,9949	0,1308	3069,8	6,8466	0,10334	3057,1	6,7273	0,08500	3044,0	6,6262
360	0,1899	3169,3	7,1372	0,1411	3159,5	6,9929	0,1119	3149,6	6,8781	0,09232	3139,3	6,7818
400	0,2030	3256,1	7,2701	0,1512	3248,1	7,1285	0,1201	3239,9	7,0165	0,09933	3231,6	6,9231
440	0,2159	3342,6	7,3949	0,1610	3335,8	7,2550	0,1281	3328,9	7,1449	0,1061	3321,6	7,0535
480	0,2287	3429,3	7,5132	0,1708	3423,5	7,3747	0,1360	3417,5	7,2659	0,1128	3411,6	7,1758
500	0,2351	3472,9	7,5703	0,1756	3467,4	7,4323	0,1399	3461,9	7,3240	0,1161	3456,4	7,2345
510	0,2383	3494,7	7,5984	0,1780	3489,5	7,4606	0,1419	3484,1	7,3526	0,1178	3478,8	7,2633
520	0,2414	3516,6	7,6262	0,1804	3511,5	7,4886	0,1438	3506,4	7,3808	0,1194	3501,2	7,2918
560	0,2541	3604,6	7,7345	0,1900	3600,2	7,5977	0,1516	3595,7	7,4906	0,1259	3591,1	7,4034
600	0,2667	3693,5	7,8386	0,1995	3689,5	7,7024	0,1592	3685,5	7,5960	0,1324	3681,5	7,5084

На  $hs$  - диаграмме (рис.4) отмечаем давления нерегулируемых отборов.

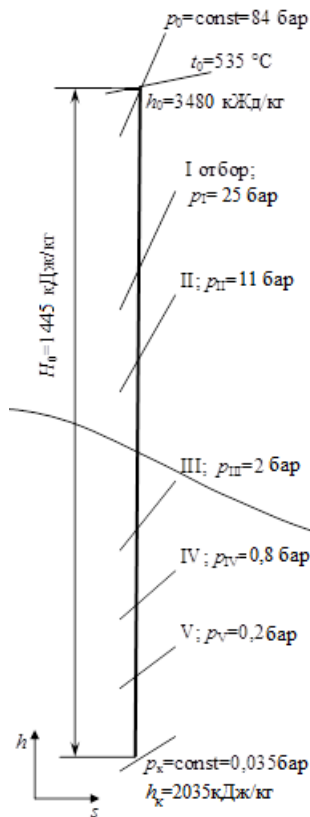


Рис. 4. Процесс расширения пара в турбине в  $hs$  диаграмме (второй этап)

Характеристики отборов и число ступеней с точки зрения распределения по теплоперепаду между отборами представим в таблице 4.

(Для первого отбора:  $381 - 200 = 181$  кДж/кг.  $181/4 = 45,25$  кДж/кг).

(За последним отбором  $2240 - 2035 = 205$  кДж/кг.  $305/2 = 102,5$  кДж/кг).

Изобразим схему проточной части турбины (рис. 5).

8.Предварительный расход пара на турбину

$$G_0 = m \frac{N_{\Sigma}}{H_0 \cdot \eta_{oi}} =$$

$$= 1,25 \frac{50000}{1445 \cdot 0,85} = 50,89 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расходы пара в отборах для данного примера приводим в табл. 5.

Таблица 4. Характеристики отборов и число ступеней

Отбор	$P_i$	$h_i$	$\Delta h_i = h_{i-1} - h_i$	Число ступеней между отборами	Теплоперепад на ступень
	бар/МПа	кДж/кг	кДж/кг		
1	2	3	4	5	6
				1 - скорости	200
I	25/2,5	3100	$3480 - 3100 = 381$	4	45,25
II	11/1,1	2900	$3100 - 2900 = 200$	4	50

Окончание табл. 4.

1	2	3	4	5	6
III	2/0,2	2575	2900-2575=470	7	67,14
IV	0,8/0,08	2430	2575-2430=145	2	72,5
V	0,2/0,02	2240	2430-2240=190	2	95
		$\Sigma$	1386	2 (за последним отбором)	102,5
			$\Sigma$	22	1591*

\* с учетом числа ступеней

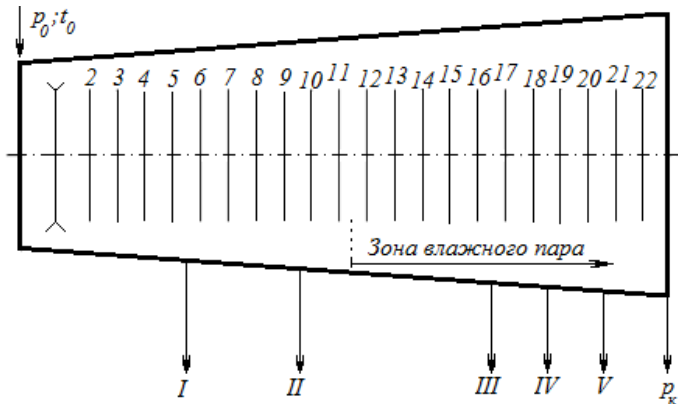


Рис. 5. Схема проточной части турбины с отборами

Таблица 5. Расходы пара в отборах

Отбор	Элемент R-системы	Доля пара в группе	Доля пара в отборе	Расход пара в отборах	
		от ед.	от ед.	т/ч	кг/с
I	ПВД	0,15	0,075	13,76	50,89·0,075=3,81
II	ПВД+Д		0,075+0,0375	20,57	
III	ПНД	0,15	0,0375	6,84	1,9
IV	ПНД		0,0375	6,84	1,9
V	ПНД		0,0375	6,84	1,9
	$\Sigma$	0,3	0,3		

### 3. Предварительная оценка экономичности турбины

1. Коэффициент полезного действия двухвечной регулирующей ступени:

$$\eta_{0i}^{\text{ст.ск}} = k_{\frac{u}{c}} \left( 0,8 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{D} \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \right). \quad (7)$$

где  $k_{\frac{u}{c}}$  – поправочный коэффициент (для первого приближения считаем,  $k_{\frac{u}{c}} = 1$ );

$D=G_0$  – расход пара через ступень, кг/с;

$p_0$  – давление перед соплами, Па;

$v_0$  – удельный объем перед соплами, м<sup>3</sup>/кг.

2. Коэффициент полезного действия отсека (турбины):

$$\eta_{0i}^{\text{отсек}} = \left( 0,925 - \frac{0,5}{D_{\text{cp}} \cdot v_{\text{cp}}} \right) \left( 1 + \frac{H_0^{\text{отсек}} - 600}{20000} \right) (1 - \xi_{\text{вс}}). \quad (8)$$

где  $D_{\text{cp}}$  – средний расход пара через отсек (под отсеком понимают часть турбины или турбину в целом в зависимости от задачи, в данном случае – вся турбина без ступени скорости), кг/с:

$$D_{\text{cp}} = \sqrt{D_1 \cdot D_2}. \quad (9)$$

Здесь и далее индекс «1» соответствует входной характеристике, а индекс «2» выходной.

$v_{\text{cp}}$  – средний удельный объем пара в отсеке, м<sup>3</sup>/кг:

$$v_{\text{cp}} = \sqrt{v_1 \cdot v_2}. \quad (10)$$

$H^{\text{отсек}}$  – располагаемый теплоперепад в отсеке, кДж/кг:

$$H^{\text{отсек}} = H_0 - H_0^{\text{ст.ск}}. \quad (11)$$

$\xi_{\text{вс}}$  – потери с выходной скоростью:

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{1}{z} \sin^2 \alpha_1. \quad (12)$$

где  $z$  – число ступеней в отсеке;

$\alpha_1 = 10 \dots 40^\circ$  – угол выхода пара из сопл последней ступени (в первом приближении – меньшие значения для меньшего количества ступеней).

3. Построить новый процесс расширения пара в турбине, где учитывают потерю в ступени скорости и потерю в остальной турбине и уточняют схему проточной части.

Если процесс расширения пара пересекает линию насыщения, то это означает, что часть процесса расширения идет в зоне перегретого пара, а часть в зоне влажного пара. Часть ступеней турбины, работающие в зоне влажного пара имеют ухудшенные характеристики, что обусловит более пологий угол наклона процесса расширения в этой части турбины. На схеме проточной части отмечают зону ступеней, работающих во влажном паре. При таком условном разделении турбины на отсеки необходимо учесть наличие нерегулируемого отбора, который может совпадать с началом процесса насыщения, а начало отсека может находиться как выше линии насыщения, так и ниже неё.

3.1. Для ступени скорости потеря в ступени, кДж/кг:

$$\Delta H^{\text{ст.ск}} = H_0^{\text{ст.ск}} - \eta_{oi}^{\text{ст.ск}} \cdot H_0^{\text{ст.ск}}. \quad (13)$$

3.2. Потеря для отсека турбины (в данном случае отсеком выступает вся остальная турбина) составит, кДж/кг:

$$\Delta H^{\text{отсека}} = H_0^{\text{отсека}} - \eta_{oi}^{\text{отсека}} \cdot H_0^{\text{отсека}}. \quad (14)$$

Энтальпия пара на входе в отсек турбины (за ступенью скорости), кДж/кг:

$$h_2 = h_0 - H_0^{\text{ст.ск}} + \Delta H^{\text{ст.ск}}. \quad (15)$$

Энтропия пара на входе в отсек турбины  $s^{\text{отсека}}$  (за ступенью скорости), кДж/кг·К - по  $hs$  - диаграмме.

Энтальпия пара на выходе из отсека турбины, при адиабатном процессе расширения,  $h_{3к}$ , кДж/кг - по  $hs$  - диаграмме.

Энтальпия пара на выходе из отсека турбины, в реальном процессе расширения,  $h_{4к}$  (с учетом потерь), кДж/кг:

$$h_{4к} = h_{3к} + \Delta H^{\text{отсека}}. \quad (16)$$

4. Уточнить внутренний относительный КПД отсека турбины, работающего в условиях перегретого и влажного пара.

4.1. Внутренний относительный КПД перегретого пара:

$$\eta_{oi}^{пп} = \left( 0,925 - \frac{0,5}{D_{cp} \cdot v_{cp}} \right) \left( 1 + \frac{H_0^{пп} - 600}{20000} \right) (1 - \xi_{вс}). \quad (17)$$

где  $D_{cp}$  - средний расход пара через отсек, кг/с.

$v_{cp}$  - средний удельный объем пара в отсеке ( $v_1$  и  $v_2$  определяются по  $hs$  диаграмме), м<sup>3</sup>/с.

$H_0^{пп}$  - располагаемый теплоперепад в отсеке, кДж/кг.

4.2. Внутренний относительный КПД отсека влажного пара:

$$\eta_{oi}^{вп} = 0,87 \left( 1 + \frac{H_0^{вп} - 400}{10000} \right) (1 - \xi_{вс.с.})(1 - \xi_{вп}). \quad (18)$$

где  $H_0^{вп}$  - располагаемый теплоперепад в отсеке (по  $hs$  диаграмме);

$\xi_{вс}$  - относительные потери с выходной скоростью;

$\xi_{вп}$  - относительная потеря от влажности пара:

$$\xi_{вп} = 0,8 \frac{x_1 + x_2}{2}. \quad (19)$$

$x_1$  и  $x_2$  - степени влажности на входе и выходе (по  $hs$  диаграмме).

5. Построить реальный процесс расширения пара в  $hs$  - диаграмме с учетом потерь в ступени скорости и в отсеках, работающих на перегретом и влажном паре.

При построении процесса расширения определяют при помощи  $hs$  диаграммы теплоперепады и другие термодинамические параметры в разных точках процесса.

5.1. Некоторые параметры для отсека, работающего на перегретом паре:

$H_0^{пп}$ , кДж/кг - располагаемый теплоперепад отсека;

$\eta_{oi}^{пп}$  - внутренний относительный КПД отсека;

$\Delta H^{пп}$ , кДж/кг - потеря теплоты в отсеке:

$$\Delta H^{пп} = H_0^{пп} - \eta_{oi}^{пп} \cdot H_0^{пп}. \quad (20)$$

$H_{и}^{пп}$ , кДж/кг - использованный теплоперепад в отсеке:

$$H_{и}^{пп} = H_0^{пп} - \Delta H^{пп}. \quad (21)$$

$h_0^{пп}$  - кДж/кг - энтальпия пара на выходе из отсека (входе во влажнопаровой отсек):

$$h_0^{пп} = h_0 - H_0^{ст.ск} + \Delta H^{ст.ск} - H_0^{пп} + \Delta H^{пп}. \quad (22)$$

5.2. Некоторые параметры для отсека, работающего на влажном паре:

$H_0^{\text{вп}}$ , кДж/кг – располагаемый теплоперепад отсека;

$\eta_{oi}^{\text{вп}}$  – внутренний относительный КПД отсека;

$\Delta H^{\text{вп}} = H_0^{\text{вп}} - \eta_{oi}^{\text{вп}} \cdot H_0^{\text{вп}}$ , кДж/кг – потеря теплоты в отсеке:

$$\Delta H^{\text{вп}} = H_0^{\text{вп}} - \eta_{oi}^{\text{вп}} \cdot H_0^{\text{вп}}. \quad (23)$$

$h_0^{\text{вп}} = h_0^{\text{пп}}$ , кДж/кг – энтальпия пара на входе во влажнопаровой отсек;

$s^{\text{пп}} = f(p^{\text{вп}}, h_0^{\text{вп}})$ , кДж/кг·К - энтропия на входе в отсек;

$h_{\text{к}}^{\text{отсек}}$ , кДж/кг - энтальпия в конце адиабатного процесса расширения - при  $p_{\text{к}}$  и  $s^{\text{пп}}$ ;

$h_{\text{к}}^{\text{отсек}}$ , кДж/кг - энтальпия в конце реального процесса расширения:

$$h_{\text{к}}^{\text{отсек}} = h_0^{\text{вп}} + \Delta H^{\text{вп}}. \quad (24)$$

$H_{\text{и}}^{\text{вп}}$ , кДж/кг - использованный теплоперепад в отсеке:

$$H_{\text{и}}^{\text{вп}} = H_0^{\text{вп}} - \Delta H^{\text{вп}}. \quad (25)$$

6. Использованный теплоперепад турбины, кДж/кг:

$$H_{\text{и}}^{\text{т}} = H_0 - (\Delta H^{\text{ст}} + \Delta H^{\text{пп}} + \Delta H^{\text{вп}}). \quad (26)$$

7. Внутренний относительный КПД турбины:

$$\eta_{oi}^{\text{т}} = \frac{H_{\text{и}}^{\text{т}}}{H_0}. \quad (27)$$

8. Уточнённый расход пара на турбину, кг/с:

$$G_0 = m \frac{N}{H_0 \cdot \eta_{oi}^{\text{т}}}. \quad (28)$$

Если значение  $G_0$  отличается от предварительного (формула 6) более, чем на 3%, то следует уточнить расходы пара в нерегулируемых отборах.

Результаты расчетов для задачи выбора конструкции и оценки экономичности турбины, представленной в исходных данных, сводятся в таблицу.

### Пример

1. Коэффициент полезного действия двухвенечной регулирующей ступени



$$\eta_{0i}^{\text{ст.ск}} = k_{\frac{u}{c}} \left( 0,8 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{D} \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \right) = 1 \left( 0,8 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{50,89} \sqrt{\frac{8,4 \cdot 10^6}{0,042}} \right) = 0,744.$$

2. Коэффициент полезного действия отсека (турбины)

$$\eta_{0i}^{\text{отсек}} = \left( 0,925 - \frac{0,5}{D_{\text{ср}} \cdot v_{\text{ср}}} \right) \left( 1 + \frac{H^{\text{отсек}} - 600}{20000} \right) (1 - \xi_{\text{ас}}) =$$

$$= \left( 0,925 - \frac{0,5}{42,61 \cdot 1,21} \right) \left( 1 + \frac{1245 - 600}{20000} \right) \cdot (1 - 0,019) = 0,93$$

$$D_{\text{ср}} = \sqrt{D_1 \cdot D_2} = \sqrt{50,89 \cdot 35,68} = 42,61 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$D_1 = 50,89$  кг/с - расход пара на входе в отсек;

$D_2$  - расход пара на выходе из отсека

$$D_2 = 50,89 - 3,81 - 5,7 - 1,9 - 1,9 - 1,9 = 35,68 \text{ кг/с.}$$

$$v_{\text{ср}} = \sqrt{v_1 \cdot v_2} = \sqrt{0,042 \cdot 35} = 1,21 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

$v_1 = v_0 = 0,042 \left( \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \right)$  - удельный объем пара на входе в отсек.

$v_2 = v_{\text{к}} = 35 \left( \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \right)$  - удельный объем пара на выходе из отсека.

Располагаемый теплоперепад в отсеке

$$H^{\text{отсек}} = H_0 - H_0^{\text{ст.ск}} = 1445 - 200 = 1245 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Потери с выходной скоростью

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{1}{z} \sin^2 \alpha_1 = \frac{1}{22} \sin^2 40 = 0,019.$$

3.1. Для ступени скорости.

Из точки начала процесса расширения (точка **O**) адиабатно откладываем принятый теплоперепад  $H_0^{\text{ст.ск}} = 200 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  и получаем точку **I** с давлением  $p = 46$  бар.

Зная КПД ступени скорости  $\eta_{0i}^{\text{ст.ск}} = 0,744$ , можно найти потерю в ступени

$$\Delta H^{\text{ст.ск}} = H_0^{\text{ст.ск}} - \eta_{0i}^{\text{ст.ск}} \cdot H_0^{\text{ст.ск}} = 200 - 0,744 \cdot 200 = 51 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Из точки *1* адиабатно вверх откладываем величину этой потери. Из полученной точки горизонтально (при  $h=const$ ) движемся до пересечения с изобарой  $p=46$  бар, проходящей через точку *1*.

Получаем точку *2*. Процесс *0 - 2* – реальный процесс расширения в ступени скорости. Так же точка *2* является началом процесса расширения во всей турбине (рис.6, 7).

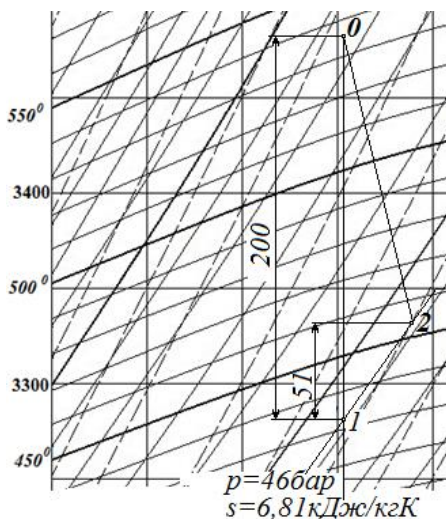


Рис.6. Построение точек 1 и 2.

Из точки *2* до давления конденсации  $p_k$  строим новую линию адиабатного процесса. Получаем точку *3<sub>к</sub>* (рис.7).

При этом линии постоянного давления в отборах сохраняются.

3.2. Для отсека турбины (вся остальная турбина).

$$h_2 = h_0 - H_0^{ст.ск} + \Delta H^{ст.ск} =$$

$$= 3480 - 200 + 51 = 3331 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтальпия пара на выходе из отсека турбины при адиабатном процессе расширения -  $h_{3к} = 2055 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  (получаем по  $hs$  диаграмме).

Энтропия пара на выходе из отсека турбины при адиабатном процессе расширения -  $s_{3к} = 6,88 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$  (получаем по  $hs$  - диаграмме).

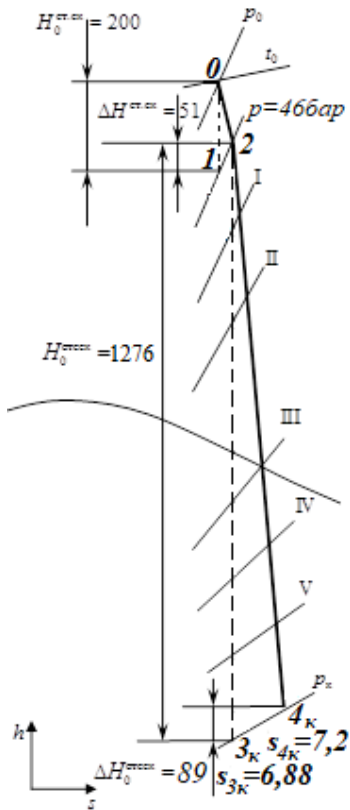


Рис. 7. Процесс расширения пара в турбине в  $hs$ -диаграмме (третий этап)

Получаем новый  
располагаемый теплоперепад

$$H_0^{\text{отсека}} = h_2 - h_{3к} = 3331 - 2055 = 1276 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Потеря для отсека турбины

$$\begin{aligned} \Delta H_{\text{отсека}} &= H_0^{\text{отсека}} - \\ &- \eta_{oi}^{\text{отсека}} \cdot H_0^{\text{отсека}} = \\ &= 1276 - 0,93 \cdot 1276 = \\ &= 89 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Из точки **3к** адиабатно вверх откладываем величину потери. Из полученной точки горизонтально (при  $h = \text{const}$ ) движемся до пересечения с изобарой  $p_k$ . Получаем точку **4к**, которая является новой точкой окончания процесса. Линия **2-4к** характеризует процесс расширения в турбине с учетом потерь.

Энтальпия пара на выходе из отсека турбины в реальном процессе расширения  $h_{4к}$  (с учетом потерь)

$$h_{4к} = h_{3к} + \Delta H^{\text{отсека}} = 2055 + 89 = 2154 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

4. В нашем примере в зоне перегретого пара работают 2-11 ступени (рис.5), а с 12 по 22 работают в зоне влажного пара.

4.1 Для ступеней, работающих в зоне перегретого пара, уточняем заново КПД.

$$\begin{aligned} \eta_{oi}^{\text{пп}} &= \left(0,925 - \frac{0,5}{D_{\text{ср}} \cdot v_{\text{ср}}}\right) \left(1 + \frac{H_0^{\text{пп}} - 600}{20000}\right) = \left(0,925 - \frac{0,5}{45,9 \cdot 0,22}\right) \left(1 + \frac{621 - 600}{20000}\right) (1 - 0,019) = 0,90. \end{aligned}$$

$$D_{cp} = \sqrt{D_1 \cdot D_2} = \sqrt{50,89 \cdot 41,38} = 45,9 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

В области перегретого пара осуществляются два отбора пара, следовательно,  $D_2=50,89-3,81-5,7=41,38\text{кг/с}$

$$v_{cp} = \sqrt{v_1 \cdot v_2} = \sqrt{0,07 \cdot 0,7} = 0,22 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$v_1=0,07\text{м}^3/\text{кг}$  – удельный объем в точке **2**.

$v_2=0,7\text{м}^3/\text{кг}$  – удельный объем в точке пересечения линии процесса (**2-4к**) с верхней пограничной кривой ( $x=1$ ).

Располагаемый теплоперепад отсека

$H_0^{пп} = h_2 - h_x = 3331 - 2720 = 611 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ , или по  $h_s$  - диаграмме.

$h_x = 2720 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  - энтальпия в точке пересечения линии процесса (**2-4к**) с верхней пограничной кривой ( $x=1$ ).

Зная КПД отсека турбины  $\eta_{oi}^{отсек} = 0,93$ , можно найти потерю

$$\Delta H^{пп} = H_0^{пп} - \eta_{oi}^{пп} \cdot H_0^{пп} = 611 - 0,90 \cdot 611 = 61 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Из точки пересечения линии процесса (**2-4к**) с верхней пограничной кривой ( $x=1$ ) адиабатно вверх откладываем величину потери. Из полученной точки горизонтально (при  $h=const$ ) движемся до пересечения с изобарой  $p_{ен}$ . Получаем точку **5** (рис. 8). Линия **2-5** характеризует процесс расширения в области перегретого пара. Из точки **5** до давления конденсации строим новую линию адиабатного процесса **5-6к**.

4.2. Внутренний относительный КПД отсека влажного пара.

$$\begin{aligned} \eta_{oi}^{вп} &= 0,87 \left( 1 + \frac{H_0^{вп} - 400}{10000} \right) (1 - \xi_{вс})(1 - \xi_{вп}) = \\ &= \left( 1 + \frac{631 - 400}{10000} \right) (1 - 0,019)(1 - 0,07) = 0,933. \end{aligned}$$

$H_0^{вп} = h_5 - h_{6к} = 2781 - 2150 = 631 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  – располагаемый теплоперепад в отсеке.

$h_5 = h_x + \Delta H^{пп} = 2720 + 61 = 2781 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  - энтальпия в точке **5**.

$h_6 = 2150 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  - энтальпия в точке **6к** (по  $h_s$  диаграмме).

$\xi_{вс} = 0,019$  – относительные потери с выходной скоростью.

$\xi_{вп}$  – относительная потеря от влажности пара.

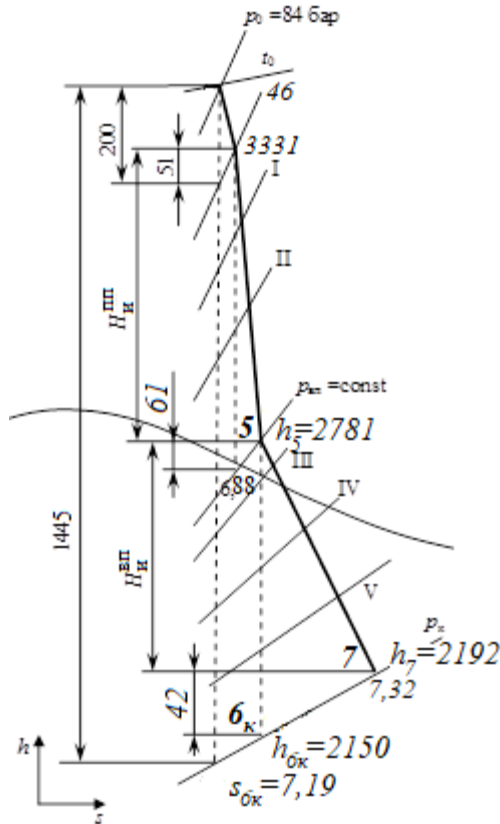


Рис. 8. Процесс расширения пара в турбине в  $hs$ -диаграмме (четвертый этап)

$$\xi_{\text{вп}} = 0,8 \frac{x_1 + x_2}{2} = 0,8 \frac{0 + 0,164}{2} = 0,07.$$

$x_1$  и  $x_2$  – степени влажности на входе и выходе (по  $hs$  диаграмме)

$$\Delta H^{\text{вп}} = H_0^{\text{вп}} - \eta_{oi}^{\text{вп}} \cdot H_0^{\text{вп}} = 631 - 0,933 \cdot 631 = 42.$$

Из точки **6к** адиабатно вверх откладываем величину потери. Из полученной точки горизонтально (при  $h = \text{const}$ ) движемся до пересечения с изобарой  $p_k$ . Получаем точку **7**. Линия **5-7** характеризует процесс расширения в области влажного пара.

5. Реальный процесс расширения пара в  $hs$ -диаграмме с учетом потерь в ступени скорости и в отсеках, работающих на перегретом и влажном паре показан на рис. 8.

Пример изображения реального процесса расширения на  $hs$  диаграмме приведен в Приложении 5.

5.1. Некоторые параметры для отсека, работающего на перегретом паре:

$$H_0^{\text{пп}} = 611 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} - \text{располагаемый теплоперепад отсека};$$

$$\eta_{oi}^{\text{пп}} = 0,90 - \text{внутренний относительный КПД отсека};$$

$$\Delta H^{\text{пп}} = 61 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} - \text{потеря теплоты в отсеке};$$

$H_{\text{и}}^{\text{пп}} = H_0^{\text{пп}} - \Delta H^{\text{пп}} = 611 - 61 = 550 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ , – использованный теплоперепад в отсеке;

$h_0^{\text{пп}} = 2781 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  – энтальпия пара на выходе из отсека (входе во влажнопаровой отсек, точка 5).

$$\begin{aligned} h_0^{\text{пп}} &= h_0 - H_0^{\text{ст.ск}} + \Delta H^{\text{ст.ск}} - H_0^{\text{пп}} + \Delta H^{\text{пп}} = \\ &= 3480 - 200 + 51 - 611 + 61 = 2781 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

5.2. Некоторые параметры для отсека, работающего на влажном паре:

$$H_0^{\text{вп}} = 631 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} - \text{располагаемый теплоперепад отсека};$$

$$\eta_{oi}^{\text{вп}} = 0,933 - \text{внутренний относительный КПД отсека};$$

$$\Delta H^{\text{вп}} = 42 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} - \text{потеря теплоты в отсеке};$$

$s^{\text{вп}} = 7,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  – энтропия на входе в отсек при  $p^{\text{вп}} = 2,4$  бар и  $h_0^{\text{вп}} = 2781 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;

$h_{\text{к}}^{\text{отсек}} = 2150 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  – энтальпия в конце адиабатного процесса расширения (точка 6к) при  $p_{\text{к}} = 0,035$  бар и  $s^{\text{вп}} = 7,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  (определено по  $hs$  диаграмме).

Энтальпия в конце реального процесса расширения  $h_7 = 2192$  кДж/кг (точка 7),

$$h^{\text{вп}} = h_0^{\text{вп}} + \Delta H^{\text{вп}} = 2150 + 42 = 2192 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Использованный теплоперепад в отсеке

$$H_{\text{и}}^{\text{вп}} = H_0^{\text{вп}} - \Delta H^{\text{вп}} = 631 - 42 = 589 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтальпия в конце реального процесса расширения  $s_7=7,33$  кДж/кг·К (точка 7).

6. Использованный теплоперепад турбины, кДж/кг

$$\begin{aligned} H_{\text{и}}^{\text{т}} &= H_0 - (\Delta H^{\text{ст.ск}} + \Delta H^{\text{пп}} + \Delta H^{\text{вп}}) = 1445 - (51 + 61 + 42) = \\ &= 1291 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

7. Внутренний относительный КПД турбины

$$\eta_{oi}^{\text{т}} = \frac{H_{\text{и}}^{\text{т}}}{H_0} = \frac{1291}{1445} = 0,89.$$

8. Уточнённый расход пара на турбину, кг/с

$$G_0 = m \frac{N}{H_0 \cdot \eta_{oi}^{\text{т}}} = 1,25 \frac{50000}{1445 \cdot 0,89} = 48,60 \frac{\text{кг}}{\text{с}} < 50,89 \text{ на } 4,5\%.$$

Так как значение отличается более, чем на 3%, пересчитаем расходы в отборах табл.6.

Таблица 6. Уточнение расхода пара в нерегулируемых отборах.

Отбор	Расход пара	
	От ед.	кг/с
I	0,075	3,6
II	0,1125	5,5
III	0,0375	1,8
IV	0,0375	1,8
V	0,0375	1,8

Результаты расчетов для задачи выбора конструкции и оценки экономичности турбины, представленной в исходных данных, сведены в табл. 7.

Таблица 7. Пример решения задачи выбора конструкции и предварительной оценки экономичности турбины

Наименование	Размерность	Значение
1	2	3
Давление пара на входе в ступень турбины, $p_0$	МПа	8,4
Располагаемый теплоперепад на турбину, $H_0$	кДж/кг	1445
Схема турбины	–	2 ПВД + Д + 3 ПНД
Характеристики отборов	–	См. табл.2
Число ступеней, $z$	шт	21
Предварительный расход пара $G_0$	кг/с	50,89
Располагаемый теплоперепад на ступени скорости, $H_0^{ст.ск}$	кДж/кг	200
Коэффициент полезного действия двухвечной регулирующей ступени, $\eta_{0i}^{ст.ск}$	–	0,744
Коэффициент полезного действия отсека (турбины), $\eta_{0i}^{отсека}$	–	0,93
Внутренний относительный КПД отсека влажного пара, $\eta_{0i}^{вп}$	–	0,933
Располагаемый теплоперепад отсека на перегретом паре, $H_0^{пп}$	кДж/кг	611
Энтальпия пара на выходе из ступени скорости (входе в отсек турбины), $h_2$	кДж/кг	3331
Располагаемый теплоперепад отсека на влажном паре, $H_0^{вп}$	кДж/кг	631
Энтальпия пара на входе во влажнопаровой отсек турбины, $h_0^{вп}$	кДж/кг	2781
Использованный теплоперепад турбины, $H_{и}^T$	кДж/кг	1291



Окончание табл. 7

1	2	3
Внутренний относительный КПД турбины, $\eta_{oi}^T$	–	0,89
Уточненный расход пара на турбину, $G_0$	кг/с	48,60

#### 4. Детальный расчет двухвенечной регулирующей ступени скорости

Исходные данные для расчета (из предыдущих расчетов):

$p_0$ , бар/МПа – начальное давление (перед ступенью);

$p_2$ , бар/МПа – конечное давление (за ступенью);

$h_0$ , кДж/кг – энтальпия пара на входе;

$h_2$ , кДж/кг – энтальпия пара на выходе;

$v_0$ , м<sup>3</sup>/кг – удельный объем пара на входе;

$v_2$ , м<sup>3</sup>/кг – удельный объем пара на выходе;

$\Delta H$ , кДж/кг – адиабатный теплоперепад на ступень;

$D$ , кг/с – расход пара;

$n$ , с<sup>-1</sup> – число оборотов ротора.

1. Задаются средним диаметром ступени и оптимальным соотношением  $u/c_{\phi}$ .

Для регулируемых ступеней при цельнокотанном роторе рекомендуется принимать  $d_{cp}=1,1\dots1,2$  м. При этом для повышения КПД ступени следует принимать меньшие значения.

Для турбин с  $N<25$  МВт (в рамках данного проекта) допустимо принимать  $d_{cp}=0,6\dots1,0$  м, меньшие значения для турбин меньшей мощности.

Для двухвенечных ступеней со степенью реактивности  $\theta=0,02\dots0,12$  рекомендуется принимать  $\left(\frac{u}{c_{\phi}}\right)_{\text{опт}}=0,22\dots0,3$ . При этом, если парциальность  $e<1$  (из-за подвода пара через сопловые коробки, а также потерь на вентиляцию и утечки), то следует принимать меньшие значения.

2. Окружная скорость, м/с:

$$u = \pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot n. \quad (29)$$

3. Фиктивная скорость, м/с:

$$c_{\Phi} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{\Phi}}\right)_{\text{опт}}}. \quad (30)$$

4. Располагаемый теплоперепад ступени от параметров торможения, кДж/кг:

$$\bar{h}_0 = \frac{c_{\Phi}^2}{2}. \quad (31)$$

Из точки  $O$  адиабатно откладываем процесс  $O-2'$  протекающий в ступени скорости. Из полученной точки откладывая адиабатно вверх  $\bar{h}_0$  получим параметры в заторможенном состоянии, току  $O'$ .

5. Задаться степенью реактивности с учетом того, что двухвенечные ступени выполняют как ступени скорости с малой степенью реактивности, а наибольший КПД ступени обеспечивается при суммарном  $\theta = 0,13..0,16$ , при этом степень реактивности первого и второго венца  $\theta_1 = \theta'_1 = 0,03..0,04$ , а направляющего аппарата  $\theta_{\text{п}} = 0,08..0,1$ .

Для расчетов принимают степень реактивности в первой рабочей ( $\theta_1$ ), поворотной ( $\theta_{\text{п}}$ ) и второй рабочей ( $\theta'_1$ ) решетках.

6. Располагаемый теплоперепад на соплах с учетом реактивности, кДж/кг:

$$h_{0\text{с}} = \bar{h}_0(1 - \theta_1 - \theta_{\text{п}} - \theta'_1). \quad (32)$$

7. Располагаемый теплоперепад на решетках, кДж/кг:

$$h_{0\text{р}} = \theta_1 \cdot \bar{h}_0. \quad (33)$$

$$h_{0\text{н}} = \theta_{\text{п}} \cdot \bar{h}_0. \quad (34)$$

$$h'_{0\text{р}} = \theta'_1 \cdot \bar{h}_0. \quad (35)$$

8. Построить процесс расширения пара в ступени в  $hs$  - диаграмме.

Отложив полученные выше значения располагаемый теплоперепад на решетках от точки 2', получим четыре линии постоянного давления  $p_1, p_2, p'_1, p'_2$ . Давление  $p_1$  характеризует окончание процесса в сопловом аппарате,  $p_2$  – в первой рабочей решетке,  $p'_1$  – направляющем аппарате и  $p'_2$  – окончание процесса во второй рабочей решетки.

Допускается строить процесс расширения качественно, не придерживаясь строгого наложения на диаграмму состояния воды и водяного пара. Для сохранения наглядности необходимо придерживаться какого-либо масштаба.

9. Определить параметры в точке I: давление  $p_1$ , удельный объем  $v_{1t}$ .

10. Определение теоретической скорости на выходе из сопла при изэнтропийном процессе  $c_{1t}$ (м/с), скорости звука  $a_1$ (м/с) и числа Маха  $M_{1t}$ :

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot h_{0c}} \quad (36)$$

$$a_1 = \sqrt{k \cdot p_1 \cdot v_{1t}} \quad (37)$$

где:  $k$  – показатель адиабаты (принять  $n = 1,276$ ).

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_1} \quad (38)$$

Для настоящего проекта значение числа  $M_{1t}$  должно находиться в пределах  $0,9 < M < 1,4$  (что соответствует степени реакции в  $\theta = 0,13..0,16$ , принятой ранее). Это свидетельствует о течении в решетке с небольшим превышением скорости звука и означает, что профиль следует выбирать с околосвуковым течением, тип Б (всего промышленностью выпускаются профили следующих типов: А – дозвуковые; Ак – дозвуковые для малых высот лопаток; Б – околосвуковые; В – сверхзвуковые).

11. Определение режима истечения: следует сравнить с критическим отношение давлений  $\frac{p_1}{p_0}$ , полученное в расчетах. Если  $\frac{p_1}{p_0} > \left(\frac{p_1}{p_0}\right)_{кр}$ , то режим истечения критический.

Принять  $\left(\frac{p_1}{p_0}\right)_{\text{кр}} = 0,546$  – критическое отношение давлений для перегретого пара (0,577 – для влажного пара).

12. Выходная площадь сопловой решетки, м<sup>2</sup>:  
для перегретого пара:

$$F_1 = \frac{D}{0,667 \cdot \mu_1 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} \quad (39)$$

для влажного пара:

$$F_1 = \frac{D}{0,635 \cdot \mu_1 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} \quad (40)$$

Коэффициент расхода ( $\mu$ ) допустимо принимать на уровне 0,97...0,99.

13. Выбор профиля.

На основании полученных в результате расчетов данных (тип профиля Б; число  $M$  и др.) по приложению 3 следует выбрать профиль так, чтобы расчетное число Маха наиболее близко подходило к справочным значениям, а тип решетки совпадал с требуемым. Определяют характеристики профиля:  $\bar{t}$  – относительный шаг;  $b_1$  – хорда профиля.

Хорду профиля для ступеней ЧВД и ЧСД выбирают на уровне 30...60 мм – для сопловых лопаток и 20...40 мм – для рабочих.

14. Высота сопловой лопатки, мм, должна быть  $\geq 12$  мм (минимально допустимая высота лопаток):

$$l_1 = \frac{e \cdot l_1}{e_{\text{опт}}} \quad (41)$$

где:  $e \cdot l_1$  – относительная высота лопатки, м:

$$e \cdot l_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot \sin \alpha_{1э}} \quad (42)$$

$e_{\text{опт}}$  – оптимальная степень парциальности:

$$e_{\text{опт}} = 3,3 \sqrt{e \cdot l_1} \quad (43)$$

15. Число каналов сопловой решетки, шт:

$$z_1 = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot e_{\text{опт}}}{b_1 \cdot \bar{t}_1}. \quad (44)$$

16. Расчет на прочность лопаток. В настоящем проекте не проводят.

17. Потеря энергии в сопловой решетке составит, кДж/кг:

$$\Delta h_c = \xi_c \cdot h_{0c}. \quad (45)$$

Здесь коэффициент потерь для сопловых и рабочих решеток  $\xi_c = 0,04 \dots 0,12$ .

Строят реальный процесс расширения в  $hs$ -диаграмме для давления  $p_1 = \text{const}$ , рис.11.

18. Поправка на отклонение в косом срезе сопловой решетки (в настоящем расчете определяется только для ступени со сверхзвуковым обтеканием, то есть ступени скорости).

Для определения угла выхода  $\alpha_1$  используется формула Бэра:

$$\sin \alpha_1 = \sin \alpha_{1\theta} \frac{v_{1t}}{v_k} \cdot \frac{c_k}{c_{1t}}. \quad (46)$$

где:  $v_{1t}$  – удельный объем при адиабатном расширении, м<sup>3</sup>/кг;

$c_{1t}$  – скорость на выходе из сопел при адиабатном процессе, м/с;

$v_k$  – критический объем (определяется при критическом давлении  $p_k = 0,546 \cdot p_0$ , м<sup>3</sup>/кг;

$c_k$  – критическая скорость, м/с:

$$c_k = 1,064 \sqrt{p_0 \cdot v_0}. \quad (47)$$

Тогда расчетный угол выхода с учетом поправки в косом срезе

$\alpha_1 = \sin \alpha_{1\theta} \frac{v_{1t}}{v_k} \cdot \frac{c_k}{c_{1t}}$  и с учетом диапазона данных атласа профилей

следует окончательно принять угол выхода  $\alpha_1$ .

19. Действительная скорость выхода из сопл, м/с:

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1t}. \quad (48)$$

где коэффициент скорости:

$$\varphi = \sqrt{1 - \xi_c}. \quad (49)$$

20. Строят треугольник скоростей на выходе из сопловой решетки, откуда определяют скорость и угол входа в первую рабочую решетку, рис.12. Треугольник скоростей строят в масштабе при этом учитывают окружную скорость  $u$ , м/с (п.4, часть 2). Из треугольника определяют  $w_1$ , м/с и угол ее направления  $\beta_1$ , °.

21. Расчет первой рабочей решетки. Теоретическая скорость на выходе из решетки, м/с:

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot \theta_1 \cdot \bar{h}_0 + w_1^2}. \quad (50)$$

22. Строят процесс адиабатного расширения (при  $s=\text{const}$  кДж/кг·К) в  $hs$  - диаграмме от окончания процесса расширения в соплах (точка  $З$ ) до давления  $p_2$ , МПа (на выходе из первой рабочей решетки, входе в направляющую решетку, точка  $З_t$ ).

Затем по числу Маха определяют характер течения (дозвуковое/сверхзвуковое):

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_p}. \quad (51)$$

Здесь скорость звука определяют в точке выхода из рабочей решетки с давлением  $p_2$  при адиабатном расширении, точка  $З_t$ .

23. Выходная площадь рабочей решетки, м<sup>2</sup>:

$$F_2 = \frac{D \cdot v_{3t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}}. \quad (52)$$

где:  $\mu_2$  – коэффициент расхода (принимают аналогично п.12, часть 4);

$v_{3t}$  – удельный объем пара за решеткой при адиабатном процессе расширения, м<sup>3</sup>/кг (по  $hs$ -диаграмме).

24. Высота лопаток первой рабочей решетки определяется с учетом перекрыши, мм:

$$l_2 = l_1 + \Delta. \quad (53)$$

где  $\Delta$  – величина перекрыши (рекомендуют принимать в диапазоне 1...6 мм, большие значения для больших высот лопаток).

25. Угол выхода из первой рабочей решетке определяют по выражению:

$$\sin\beta_{2э} = \frac{F_2}{\pi \cdot d_{cp} \cdot e \cdot d_2}. \quad (54)$$

где  $e=e_{opt}$  – степень парциальности (п. 4, часть 14).

Здесь и далее поправку на косой срез не делают для упрощения расчетов.

26. По расчетным углу выхода и числу Маха осуществляют выбор профиля первой рабочей лопатки ступени скорости при помощи атласов профилей. После выбора профиля определяют  $\bar{t}$  – относительный шаг;  $b_1$  – хорду профиля;  $\beta_1$  – расчетный угол входа потока;  $\beta_{2э}$  – эффективный угол выхода потока.

27. Коэффициент потерь энергии на первой рабочей решетке  $\xi_p$  определяют по аналогии с п.17, часть 4.

28. Потеря энергии составит, кДж/кг:

$$\Delta h_p = 10^{-3} \frac{w_{2t}^2}{2} \xi_p. \quad (55)$$

Строят процесс в  $hs$ -диаграмме. Для этого необходимо к точке окончания изоэнтروпийного процесса расширения в первой рабочей решетке прибавить величину потери энергии  $\Delta h_p$  и отложить на изобаре  $p_2$  новое значение энтальпии. Полученная точка **4** будет характеризовать окончание реального процесса расширения пара в первой рабочей решетке.

29. Строят треугольники скоростей, откуда определяют скорость выхода из рабочей решетки первого ряда  $c_2$ , м/с и угол ее выхода  $\alpha_2$  (угол входа в поворотный аппарат).

30. Число лопаток первой рабочей решетки, шт:

$$z_2 = \frac{\pi \cdot d_{cp} \cdot e}{b_2 \cdot \bar{t}_2}. \quad (56)$$

где:  $e=.1$  – степень парциальности.

Обратить внимание, что при определении аэродинамических характеристик потока степень парциальности для всей первой ступени  $<1$ . Это связано с тем, что при парциальном вводе пара через две-четыре сопловые коробки неравномерность потока сохраняется на протяжении всей ступени и постепенно снижается к выходу из нее.

В то же время все решетки, кроме первой сопловой, должны иметь полное заполнение лопатками, что обуславливает значение степени парциальности  $e=.1$  при определении конструктивных характеристик.

31. Расчет промежуточной решетки. Теоретическая скорость выхода пара из промежуточной решетки, м/с:

$$c'_{1t} = \sqrt{2 \cdot \theta_n \cdot \bar{h}_0 + c_2^2}. \quad (57)$$

32. Строят процесс адиабатного расширения в  $hs$  - диаграмме от окончания процесса расширения в направляющей решетке до давления  $p'_1$ , МПа (на выходе из направляющей решетки, входе во вторую рабочую решетку) при  $s=\text{const}$ .

Определяют характер течения по числу Маха на выходе из направляющей решетки (дозвуковое/сверхзвуковое):

$$M'_{1t} = \frac{c'_{1t}}{a'_{1t}}. \quad (58)$$

где:  $a'_{1t}$  - скорость звука определяют при  $p'_1$ , в конце адиабатного процесса расширения в направляющей решетке.

33. Выходная площадь направляющей решетки,  $\text{м}^2$ :

$$F'_1 = \frac{D \cdot v'_{1t}}{\mu'_1 \cdot c'_{1t}}. \quad (59)$$

где:  $\mu'_1$  – коэффициент расхода (принято аналогично п.12, часть 4);  $v'_{1t}$ ,  $\text{м}^3/\text{кг}$  – удельный объем пара за решеткой при адиабатном процессе расширения (по  $hs$ -диаграмме).

34. Высота лопатки направляющей решетки с учетом перекрыши  $\Delta$ , мм:



$$l_3 = l_2 + \Delta. \quad (60)$$

35. Эффективный угол выхода из направляющей решетки:

$$\sin \alpha'_{1t} = \frac{F'_1}{\pi \cdot d_{cp} \cdot e \cdot l_3}. \quad (61)$$

откуда находят  $\alpha'_{1t}$ .

36. По расчетным эффективному углу выхода и числу Маха осуществляют выбор профиля лопатки направляющей ступени при помощи атласов профилей. Выбор профиля направляющей лопатки осуществляют среди профилей рабочих лопаток (тип Р). По профилю определяют  $\bar{t}$  – относительный шаг;  $b_n$  – хорду профиля;  $M$  – число Маха.

37. Число лопаток направляющей решетки, шт:

$$z_3 = \frac{\pi \cdot d_{cp} \cdot e}{b_3 \cdot \bar{t}_2}. \quad (62)$$

38. Действительная скорость выхода из направляющей решетки, м/с:

$$c'_1 = \varphi \cdot c'_{1t}. \quad (63)$$

Коэффициент скорости:

$$\varphi = \sqrt{1 - \xi_c}. \quad (64)$$

39. Продолжают строить треугольники скоростей, рис.16, откуда определяют скорость входа во вторую рабочую решетку  $w'_1$ , м/с и угол ее выхода из поворотной решетки  $\beta'_1$ .

40. Потеря энергии в поворотной решетке, кДж/кг:

$$\Delta h_n = \frac{c_1'^2}{2} \xi_p. \quad (65)$$

Строят процесс в  $hs$ -диаграмме, рис.13. Для этого необходимо к точке окончания адиабатного процесса расширения в направляющей решетке прибавить величину потери энергии  $\Delta h_n$  и отложить на изобаре  $p'_1$  новое значение энтальпии. Полученная

точка 5 (рис. 15) будет характеризовать окончание реального процесса расширения пара в направляющей решетке.

41. Расчет второй рабочей решетки. Теоретическая скорость выхода пара из второй рабочей решетки, м/с:

$$w_{2t}' = \sqrt{2 \cdot \theta_1 \cdot \bar{h}_0 + (w_{1t}')^2}. \quad (66)$$

42. Строят процесс адиабатного расширения при  $s = \text{const}$  на  $hs$ -диаграмме от окончания процесса расширения в направляющей решетке до давления  $p_2'$  МПа (на выходе из второй рабочей решетки, входе в следующую ступень, как правило, активного типа).

Определяют характер течения по числу Маха на выходе из второй рабочей решетки (дозвуковое/сверхзвуковое):

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}'}{a_{2t}'}. \quad (67)$$

Здесь скорость звука определяют при  $p_2'$  в конце адиабатного процесса расширения во второй рабочей решетке.

43. Выходная площадь второй рабочей решетки,  $\text{м}^2$ :

$$F_2' = \frac{D \cdot v_{2t}'}{\mu_2' \cdot w_{2t}'}. \quad (68)$$

где:  $\mu_2'$  – коэффициент расхода (аналогично п.12, часть 4);  
 $v_{2t}'$ ,  $\text{м}^3/\text{кг}$  – удельный объем пара за решеткой при адиабатном процессе расширения (по  $hs$ -диаграмме).

44. Высота рабочих лопаток второй рабочей решетки с учетом перекрыши  $\Delta$ , мм:

$$l_2' = l_3 + \Delta. \quad (69)$$

45. Угол выхода из второй рабочей решетки эффективный:

$$\sin \beta_{2э}' = \frac{F_2}{\pi \cdot d_{\text{сп}} \cdot e \cdot l_2'}. \quad (70)$$

откуда определяют  $\beta_{2э}'$ .

46. По расчетным эффективному углу выхода и числу Маха осуществляют выбор профиля второй рабочей лопатки ступени скорости при помощи атласов профилей. С учетом атласа определяют  $\bar{t}$  – относительный шаг;  $b_n$ , мм – хорду профиля;  $M$  – число Маха.

47. Число лопаток второй рабочей решетке, шт:

$$z'_2 = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot e}{b_2 \cdot \bar{t}'_2}. \quad (71)$$

48. Потери энергии во второй рабочей решетке кДж/кг:

$$\Delta h'_p = \frac{(w'_{2t})^2}{2} \xi_p. \quad (72)$$

Строят процесс в  $hs$  - диаграмме. Для этого необходимо к точке окончания адиабатного процесса расширения во второй рабочей решетке прибавить величину потери энергии  $\Delta h'_p$  и отложить на изобаре  $p'_2$  новое значение энтальпии. Полученная точка будет характеризовать окончание реального процесса расширения пара во второй рабочей решетке.

49. Продолжают строить треугольники скоростей, рис.14, откуда определяют скорость  $c'_2$ , м/с и угол  $\alpha'_2$  выхода из второй рабочей решетки.

50. Потеря с выходной скоростью, кДж/кг:

$$\Delta h_{\text{вс}} = \frac{(c'_2)^2}{2}. \quad (73)$$

51. Потери на трение и от парциального подвода пара, кДж/кг:

$$\Delta h_{\text{тр+парц}} = h_{0c} (\xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{парц}}). \quad (74)$$

где:  $\xi_{\text{тр}}$  - относительная потеря на трение:

$$\xi_{\text{тр}} = k_{\text{тр}} \frac{d_{\text{ср}}^2}{F_1} \cdot \left( \frac{u}{c_\phi} \right)^3. \quad (75)$$

В этом выражении коэффициент потерь  $k_{\text{тр}}$  определяется характером обтекания паровым потоком профиля лопаток и в общем случае является функцией числа Re. Для настоящего расчета допустимо принять  $k_{\text{тр}}=0,0005$ , что учитывает много

меньшее значение потерь в рабочей решетке второго венца по сравнению с соплами первого венца ступени скорости.

Относительная потеря от парциального подвода пара зависит от числа сегментов (сопловых коробок), наличия (отсутствия) кожуха уменьшения вентиляционных потерь, конструктивного исполнения, зазоров и их размеров и других характеристик и, в общем случае может быть принята  $\xi_{\text{парц}}=0,03\dots0,07$ . Меньшие значения для турбин большей мощности.

Следует отметить, что применение четырех сегментов при, например, 24 лопатках на ступень (число лопаток определяют в п.15, часть 4) означает конструктивное исполнение каждого сегмента с 6-ю лопатками, применение двух сегментов – по 12 лопаток.

52. Потери с выходной скоростью и потери на трение и от парциального подвода пара откладываются на  $hs$ -диаграмме.

53. Расчетный внутренний относительный КПД ступени:

$$\eta_{0i} = \frac{\bar{h}_i}{\bar{h}_0}. \quad (76)$$

где:  $\bar{h}_i$ , кДж/кг – использованный теплоперепад ступени от параметров торможения, определенный при помощи  $hs$  - диаграммы.

54. Внутренняя мощность ступени, кВт:

$$P = D \cdot \bar{h}_i. \quad (77)$$

55. Результаты расчета сводят в таблицу.

56. Выполняют эскиз ступени скорости. При выполнении эскиза обратить внимание на обеспечение расчетных углов входа и выхода под каждый профиль и установочных углов в соответствии с данными атласов профилей. Пример выполнения эскиза проточной части двухвенечной ступени скорости приведен в Приложении 7.

### Пример

Исходные данные для расчета (из предыдущих расчетов):

$p_0=84/8,4$  бар/МПа – начальное давление (перед ступенью);  
 $p_2=46/4,6$  бар/МПа – конечное давление (за ступенью);  
 $h_0=3480$  кДж/кг – энтальпия пара на входе;  
 $h_2=3331$  кДж/кг – энтальпия пара на выходе;  
 $v_0=0,042$  м<sup>3</sup>/кг – удельный объем пара на входе;  
 $v_2=0,07$  м<sup>3</sup>/кг – удельный объем пара на выходе;  
 $\Delta H=200$  кДж/кг – адиабатный теплоперепад на ступень;  
 $D=48,6$  кг/с – расход пара;  
 $n=50$  с<sup>-1</sup> – число оборотов ротора.

1. Принимаем  $d_{cp}=1,1$ .

Принимаем  $\left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{opt} = 0,22$ .

2. Окружная скорость

$$u = \pi \cdot d_{cp} \cdot n = 3,14 \cdot 1,1 \cdot 50 = 173 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

3. Фиктивная скорость

$$c_\phi = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{opt}} = \frac{173}{0,22} = 786 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

4. Располагаемый теплоперепад ступени от параметров торможения

$$\bar{h}_0 = \frac{c_\phi^2}{2} = \frac{786^2}{2} = 308898 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} = 309 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$p'_2 = 4,6$  МПа.

Из точки **O** адиабатно вниз (при  $s=6,81$  кДж/кг·К) строим процесс **O-2'** ( $H_0^{ст.ск} = 200 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ) протекающий в ступени скорости (рис. 9). Из полученной точки откладывая адиабатно вверх  $\bar{h}_0 309 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  получим параметры в заторможенном состоянии, точку **O'**.

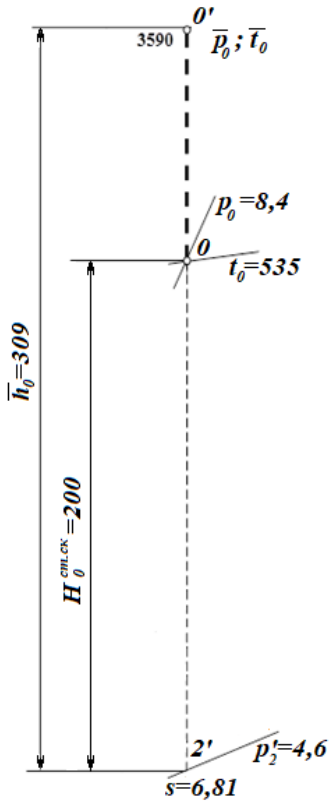


Рис.9. Процесс расширения пара в двухвечной ступени скорости (первый этап)

5. Примем в расчете:  
 Первая рабочая решетка –  
 $\theta_1 = 0,03$ .  
 Направляющая решетка –  
 $\theta_n = 0,08$ .  
 Вторая рабочая решетка -  
 $\theta'_1 = 0,03$ .

6. Располагаемый теплоперепад на соплах с учетом реактивности

$$h_{0c} = \bar{h}_0(1 - \theta_1 - \theta_n - \theta'_1) = 309(1 - 0,03 - 0,08 - 0,03) = 266 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

7. Располагаемый теплоперепад на решетках

$$h_{0p} = \theta_1 \cdot \bar{h}_0 = 0,03 \cdot 309 = 9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_{0n} = \theta_n \cdot \bar{h}_0 = 0,08 \cdot 309 = 25 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h'_{0p} = \theta'_1 \cdot \bar{h}_0 = 0,03 \cdot 309 = 9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

8. Построим процесс расширения пара в ступени и получим линии постоянного давления (рис.10).

$$p_1 = 5,3 \text{ МПа}, p_2 = 5,1 \text{ МПа}, p'_1 = 4,7 \text{ МПа}, p'_2 = 4,6 \text{ МПа}$$

9. Определяем параметры в точке 1: давление  $p_1 = 5,3 \text{ МПа}$ , удельный объем  $v_{1l} = 0,06 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

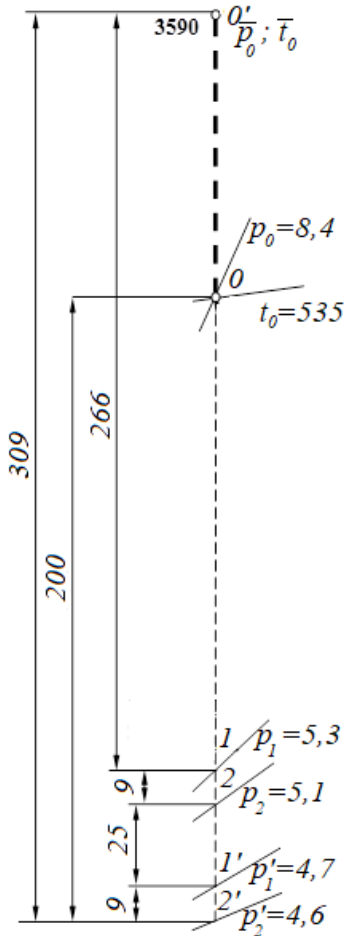


Рис.10. Процесс расширения пара в двухвенечной ступени скорости (второй этап)

10. Теоретическая скорость на выходе из сопла

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot h_{0c}} = \sqrt{2 \cdot 266000} = 729 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Скорость звука

$$a_1 = \sqrt{k \cdot p_1 \cdot v_{1t}} = \sqrt{1,276 \cdot 5300000 \cdot 0,06} = 637 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Число Маха

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_1} = \frac{729}{637} = 1,14.$$

Это означает, что незначительно превышена скорость звука и для данного типа профиля сопловой решетки необходимо выбрать дозвуковой профиль типа Б.

11. Определение режима истечения

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{5,3}{8,4} = 0,63 > 0,546.$$

$$\frac{p_1}{p_0} > \left(\frac{p_1}{p_0}\right)_{\text{кр}}$$

следовательно, режим истечения критический.

12. Выходная площадь сопловой решетки

$$F_1 = \frac{D}{0,667 \cdot \mu_1 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} = \frac{48,6}{0,667 \cdot 0,97 \sqrt{\frac{8,4 \cdot 10^6}{0,042}}} = 0,0053 \text{ м}^2.$$

В расчетах принято 3% потерь на утечки и перетёк пара. Принимаем коэффициент расхода  $\mu=0,97$ .

13. Выбор профиля.

Из табл.2 приложения 3 выбираем сопловую решетку С-9012В (С – означает сопловая,  $90^0$  – угол входа,  $12^0$  - угол выхода эффективный ( $\alpha_{1э}$ ).

Для данного профиля  $M=0,85...1,15$  и наиболее близко совпадает с расчетным.

Характеристика профиля:  $\bar{t} = 0,72 ... 0,87$  – относительный шаг,  $b_1=57\text{мм}$  – хорда профиля.

14. Высота сопловой лопатки.

Относительная высота лопатки

$$e \cdot l_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot \sin \alpha_{1э}} = \frac{0,0053}{3,14 \cdot 1,1 \cdot \sin 12^0} = 0,008\text{м.}$$

Оптимальная степень парциальности

$$e_{\text{опт}} = 3,3\sqrt{e \cdot l_1} = 0,295.$$

Высота сопловой лопатки

$$l_1 = \frac{e \cdot l_1}{e_{\text{опт}}} = \frac{0,008}{0,295} = 0,0271\text{м} = 27,1\text{мм.}$$

15. Число каналов сопловой решетки

$$z_1 = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot e_{\text{опт}}}{b_1 \cdot \bar{t}_1} = \frac{3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,295}{0,057 \cdot 0,8} = 25,5 \approx 25\text{шт.}$$

16. Расчет на прочность лопаток. В настоящем проекте не проводят.

17. Потеря энергии в сопловой решетке.

В расчетах принят коэффициент потерь для сопловых и рабочих решеток  $\xi_c = 0,083$ .

$$\Delta h_c = \xi_c \cdot h_{0c} = 0,083 \cdot 266 = 22 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Построим реальный процесс расширения в  $h_s$ -диаграмме для давления  $p_1=5,3\text{МПа}$ .



От точки *I* (рис. 11) откладываем вертикально вверх  $\Delta h_c = 22 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  и движемся горизонтально (при  $h = \text{const}$ ) до пересечения с изобарой  $p_1 = 5,3 \text{ МПа}$ . Получаем реальную точку *3* окончания реального процесса в сопловой решетке. Именно с этой точки будет начинаться процесс в первой рабочей решетке.

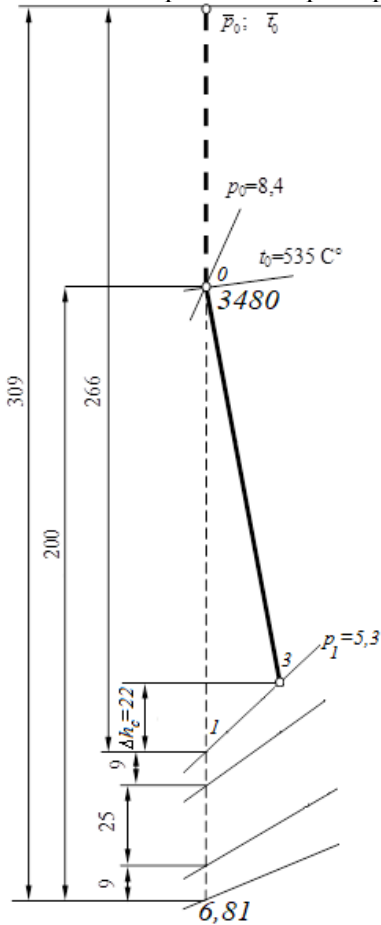


Рис. 11. Процесс расширения пара в двухвенечной ступени скорости (третий этап)

18. Поправка на отклонение в косом срезе сопловой решетки  
Критическая скорость

$$c_k = 1,064 \sqrt{p_0 \cdot v_0} = 1,064 \sqrt{8400000 \cdot 0,042} = 632 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

При  $p_k = 0,546 \cdot p_0 = 0,546 \cdot 8,4 = 4,6 \text{ МПа}$  критический объем  $v_k = 0,044 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$  (из табл. 8 “Термодинамические свойства воды и перегретого пара” (приложение 2) или по  $h_s$  - диаграмме.

Таблица 8. Термодинамические свойства воды и перегретого пара

t °C	p = 35 бар			p = 40 бар			p = 45 бар			p = 50 бар		
	v м³/кг	h кДж/кг	s кДж/(кг·К)	v м³/кг	h кДж/кг	s кДж/(кг·К)	v м³/кг	h кДж/кг	s кДж/(кг·К)	v м³/кг	h кДж/кг	s кДж/(кг·К)
0	0,0009985	3,5	0,0001	0,0009982	4,0	0,0002	0,0009980	4,5	0,0002	0,0009977	5,1	0,0002
10	0,0009986	45,4	0,1507	0,0009984	45,9	0,1506	0,0009981	46,4	0,1506	0,0009979	46,9	0,1505
40	0,0010063	170,5	0,5708	0,0010060	171,0	0,5706	0,0010058	171,4	0,5704	0,0010056	171,9	0,5702
80	0,0010275	337,7	1,0730	0,0010273	338,1	1,0726	0,0010270	338,4	1,0723	0,0010268	338,8	1,0720*
120	0,0010587	506,0	1,5244	0,0010584	506,4	1,5242	0,0010582	506,7	1,5237	0,0010579	507,1	1,5232
160	0,0011001	677,2	1,9390	0,0010997	677,5	1,9385	0,0010993	677,8	1,9379	0,0010990	678,0	1,9373
200	0,0011545	853,2	2,3276	0,0011540	853,4	2,3268	0,0011534	853,6	2,3260	0,0011530	853,8	2,3253
240	0,0012288	1037,7	2,7018	0,0012280	1037,7	2,7007	0,0012272	1037,8	2,6996	0,0012264	1037,8	2,6985
250	0,05871	2828,1	6,1734	0,0012512	1085,8	2,7936	0,0012503	1085,8	2,7923	0,0012494	1085,8	2,7911
260	0,06085	2861,6	6,2369	0,5174	2835,6	6,1355	0,04454	2807,1	6,0370	0,0012750	1135,0	2,8842
270	0,06287	2892,9	6,2951	0,05366	2870,1	6,1995	0,04641	2845,3	6,1080	0,04053	2818,4	6,0184
320	0,07187	3030,3	6,5374	0,06200	3016,2	6,4573	0,05430	3001,5	6,3836	0,04811	2986,2	6,3147
360	0,07836	3128,9	6,6982	0,06787	3118,2	6,6237	0,05971	3107,2	6,5561	0,05316	3095,9	6,4939
400	0,08451	3223,1	6,8426	0,07339	3214,5	6,7713	0,06473	3205,8	6,7071	0,05780	3196,9	6,6486
440	0,09046	3314,8	6,9749	0,07869	3307,7	6,9058	0,06953	3300,5	6,8438	0,06220	3293,2	6,7875
460	0,09338	3360,3	7,0378	0,08128	3353,7	6,9694	0,07187	3347,1	6,9083	0,06434	3340,4	6,8528
520	0,10198	3496,0	7,2157	0,08890	3490,8	7,1491	0,07872	3485,5	7,0898	0,07058	3480,2	7,0361
560	0,1076	3586,6	7,3272	0,09387	3582,0	7,2614	0,08319	3577,4	7,2029	0,07464	3572,8	7,1501
600	0,1132	3677,5	7,4337	0,09879	3673,4	7,3686	0,08760	3669,4	7,3107	0,07864	3665,4	7,2586

$$\sin\alpha_1 = \sin\alpha_{1\theta} \frac{v_{1t}}{v_k} \cdot \frac{c_k}{c_{1t}} = \sin 12^\circ \frac{0,06}{0,044} \cdot \frac{632}{729} = 0,245.$$

Тогда расчетный угол выхода с учетом поправки в косом срезе  $\alpha_1 = \arcsin 0,245 = 14,2$  откуда (с учетом диапазона данных 10...14° атласа профилей для выбранного профиля, табл.2 приложения 3) следует принять  $\alpha_1 = 14^\circ$ .

19. Действительная скорость выхода из сопл, м/с

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1t} = 0,958 \cdot 729 = 98 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Коэффициент скорости

$$\varphi = \sqrt{1 - \xi_c} = \sqrt{1 - 0,083} = 0,958.$$

20. Построим треугольник скоростей на выходе из сопловой решетки (рис.12).

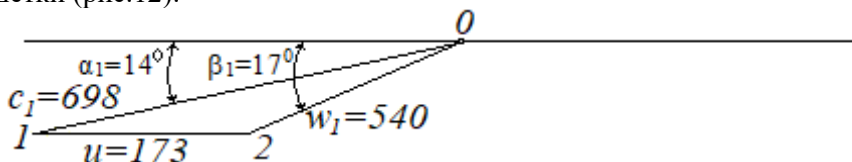


Рис. 12. Треугольник скоростей (первый этап)

Треугольник скоростей строить с соблюдением произвольного масштаба на формате А4.

На горизонтальной линии выберем центр построения  $O$ . Из этой точки под углом  $\alpha_1 = 14^\circ$ , в масштабе, откладываем величину скорости  $c_1$ . Из полученной точки, параллельно линии построения, в том же масштабе откладываем величину окружной скорости  $u$ . Полученную точку соединяем с центром построения. Полученный отрезок в масштабе соответствует относительной скорости  $w_1$ . Угол, между  $w_1$  и горизонтальной линией будет  $\beta_1$ .

В данном примере  $w_1 = 540$  м/с, а  $\beta_1 = 17^\circ$ .

21. Теоретическая скорость на выходе из первой рабочей решетки

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot \theta_1 \cdot \bar{h}_0 + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 0,03 \cdot 309000 + 540^2} = 557 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

( $\bar{h}_0$  подставлять в Дж/кг).

22. Построим процесс адиабатного расширения в  $h_s$  диаграмме в первой рабочей решетке (от окончания процесса расширения в соплах, точка 3 до давления  $p_2=5,1$  МПа, точка 3<sub>t</sub>) (рис.13).

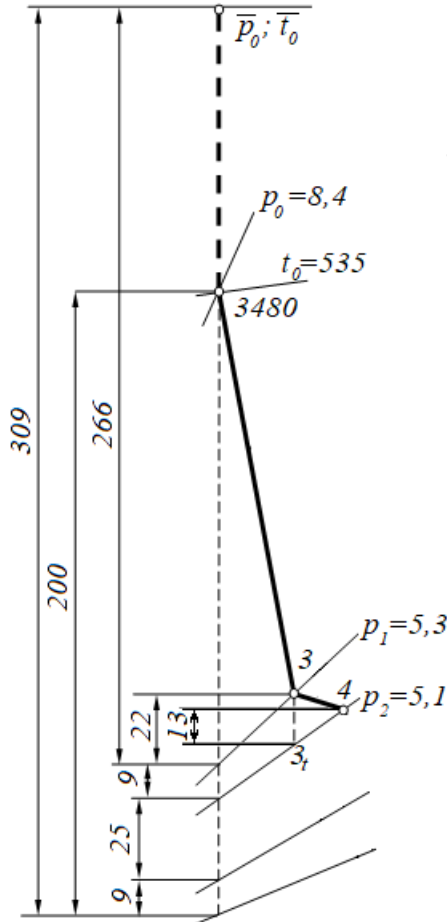


Рис. 13. Процесс расширения пара в двухвечной ступени скорости (четвертый этап)

Тогда  $\beta_2 = \beta_{2\alpha} = 10,3^\circ$ .

Число Маха

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_p} = \frac{557}{640} = 0,87.$$

Скорость звука определяют в точке выхода из рабочей решетки, точка 3<sub>t</sub>.

$$a_p = \sqrt{k \cdot p_2 \cdot v_{3t}} = \sqrt{1,276 \cdot 5100000 \cdot 0,063} = 640 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Течение дозвуковое.

23. Выходная площадь рабочей решетки

$$F_2 = \frac{D \cdot v_{3t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}} = \frac{48,6 \cdot 0,063}{0,97 \cdot 557} = 0,0057 \text{ м}^2.$$

24. Высота лопаток первой рабочей решетки

$$l_2 = l_1 + \Delta = 27,1 + 2,9 = 30 \text{ мм}.$$

25. Угол выхода из первой рабочей решетки

$$\sin \beta_{2\alpha} = \frac{F_2}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot e \cdot l_2} = \frac{0,0056}{3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,295 \cdot 0,03} = 0,183.$$

26. По расчетному углу выхода и числу Маха выберем профиль первой рабочей лопатки (приложения 3).

Профиль P2314A,  $\bar{t} = 0,6 \dots 0,75$  – относительный шаг;  $b_2=26\text{мм}$  – хорда профиля;  $\beta_1=20\dots30^\circ$  – расчетный угол входа потока;  $\beta_2=12\dots16^\circ$  – эффективный угол выхода потока.

27. Коэффициент потерь энергии на первой рабочей решетке  $\xi_p = 0,083$ .

28. Потеря энергии

$$\Delta h_p = \frac{w_{2t}^2}{2} \xi_p = \frac{557^2}{2} 0,083 = 12191 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} = 12,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Построим процесс в  $hs$  диаграмме. Для этого к точке окончания адиабатного процесса в первой рабочей решетке **3**, прибавить величину потери энергии  $\Delta h_p \approx 13 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ , далее движемся горизонтально (при  $h=\text{const}$ ) до пересечения с изобарой  $p_1=5,1$  МПа. Получаем точку **4** (рис.13) окончания реального процесса в первой рабочей решетке.

29. Построим треугольник скоростей (рис.14), откуда определим скорость выхода из рабочей решетки первого ряда  $c_2=395\text{м/с}$ , м/с и угол ее выхода  $\alpha_2=21^\circ$  (угол входа в поворотный аппарат).

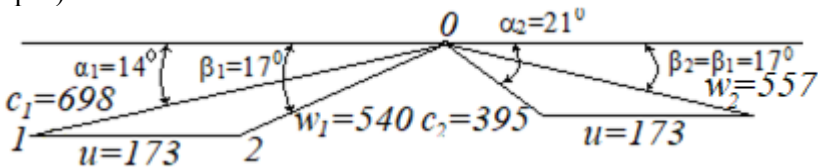


Рис. 14. Треугольник скоростей (второй этап)

30. Число лопаток первой рабочей решетки

$$z_2 = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot e}{b_2 \cdot \bar{t}_2} = \frac{3,14 \cdot 1,1 \cdot 1}{0,026 \cdot 0,7} = 197 \text{ шт.}$$

31. Теоретическая скорость выхода пара из направляющей решетки

$$c'_{1t} = \sqrt{2 \cdot \theta_n \cdot \bar{h}_0 + c_2^2} = \sqrt{2 \cdot 0,08 \cdot 309000 + 395^2} = 453 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

32. Построим процесс адиабатного расширения в  $hs$ -диаграмме (рис.15) от окончания процесса расширения в направляющей решетке, точка 4 до давления  $p'_1 = 4,7 \text{ МПа}$ , (на выходе из направляющей решетки, входе во вторую рабочую решетку) при  $s = \text{const}$ .

Определим характер течения по числу Маха на выходе из направляющей решетки.

$$M'_{1t} = \frac{c'_{1t}}{a'_{1t}} = \frac{453}{634} = 0,71.$$

Скорость звука определяют в точке выхода из направляющей решетки

$$a'_{1t} = \sqrt{k \cdot p'_1 \cdot v'_{1t}} = \sqrt{1,276 \cdot 4700000 \cdot 0,067} = 634.$$

Течение дозвуковое.

33. Выходная площадь направляющей решетки

$$F'_1 = \frac{D \cdot v'_{1t}}{\mu'_1 \cdot c'_{1t}} = \frac{48,06 \cdot 0,067}{0,97 \cdot 453} = 0,0073 \text{ м}^2.$$

34. Высота лопатки направляющей решетки с учетом перекрыши

$$l_3 = l_2 + \Delta = 30 + 3 = 33 \text{ мм}.$$

35. Эффективный угол выхода из направляющей решетки

$$\sin \alpha'_{1t} = \frac{F'_1}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot e \cdot l_3} = \frac{0,0073}{3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,295 \cdot 0,033} = 0,217.$$

$$\alpha'_{1t} = 12,6^\circ$$

36. По расчетному углу выхода и числу Маха выберем профиль направляющей лопатки (приложения 3).

Профиль Р-2314А,  $\bar{t} = 0,6 \dots 0,75$  – относительный шаг;  $b_2=26$  мм – хорда профиля;  $\alpha_l=20\dots30^\circ$  – расчетный угол входа потока;  $\alpha_{13}=12\dots16^\circ$  – эффективный угол выхода потока.

37. Число лопаток поворотной решетки

$$z_3 = \frac{\pi \cdot d_{cp} \cdot e}{b_3 \cdot \bar{t}_2} = \frac{3,14 \cdot 1,1 \cdot 1}{0,025 \cdot 0,65} = 212 \text{ шт.}$$

38. Действительная скорость выхода из направляющей решетки

$$c'_1 = \varphi \cdot c'_{1t} = 0,917 \cdot 432 = 396 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Коэффициент скорости  $\varphi = \sqrt{1 - \xi_c} = \sqrt{1 - 0,083} = 0,917$ .

39. Построим треугольник скоростей рис.15, откуда определим скорость выхода из направляющей решетки  $w'_1 = 225 \frac{\text{м}}{\text{с}}$  и угол ее выхода  $\beta'_1 = 34^\circ$ .

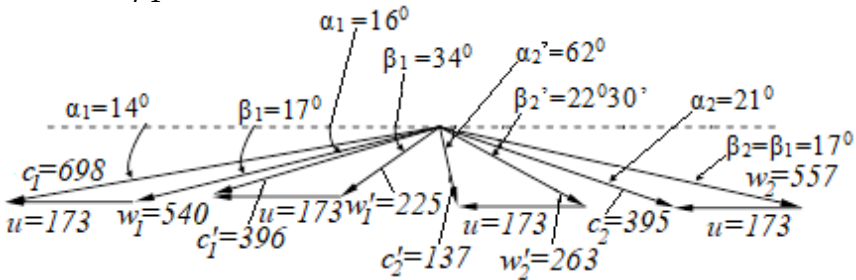


Рис.15. Треугольники скоростей для двухвенечной ступени скорости

40. Потеря энергии в направляющей решетке

$$\Delta h_n = \frac{c_1'^2}{2} \xi_p = \frac{396^2}{2} 0,083 = 6508 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} = 6,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Построим процесс в  $hs$  диаграмме (рис. 16). Для этого к точке окончания адиабатного процесса в направляющей решетке прибавить величину потери энергии  $\Delta h_n \approx 7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ , далее движемся горизонтально (при  $h = \text{const}$ ) до пересечения с изобарой  $p'_1 = p_l = 4,7 \text{ МПа}$ . Получаем точку 5 окончания реального процесса в направляющей решетке.

41. Теоретическая скорость выхода пара из второй рабочей решетки

$$w'_{2t} = \sqrt{2 \cdot \theta_1 \cdot \bar{h}_0 + (w'_{1t})^2} = \sqrt{2 \cdot 0,03 \cdot 309000 + 225^2} = 263 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

42. Построим процесс адиабатного расширения при  $s=\text{const}$  в  $h_s$  - диаграмме (рис.16) от окончания процесса расширения во второй рабочей решетке до давления  $p'_2 = 4,6\text{МПа}$ .

Определим характер течения по числу Маха на выходе из второй рабочей решетки

$$M_{2t} = \frac{w'_{2t}}{a'_{2t}} = \frac{263}{637} = 0,41.$$

Скорость звука определяют в точке выхода из рабочей решетки

$$a'_{2t} = \sqrt{k \cdot p'_2 \cdot v'_{2t}} = \sqrt{1,276 \cdot 4600000 \cdot 0,07} = 637 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Течение дозвуковое.

43. Выходная площадь второй рабочей решетки

$$F'_2 = \frac{D \cdot v'_{2t}}{\mu'_2 \cdot w'_{2t}} = \frac{48,6 \cdot 0,07}{0,97 \cdot 263} = 0,0133\text{м}^2.$$

44. Высота рабочих лопаток второй рабочей решетки

$$l'_2 = l_3 + \Delta = 33 + 3 = 36\text{мм}.$$

45. Угол выхода из второй рабочей решетки эффективный

$$\sin \beta'_{2\text{э}} = \frac{F_2}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot e \cdot l'_2} = \frac{0,0132}{3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,295 \cdot 0,036} = 0,360.$$

Тогда  $\beta'_2 = \beta'_{2\text{э}} = 21,1^\circ$ .

46. По расчетному углу выхода и числу Маха выберем профиль рабочей лопатки (приложения 3).

Профиль Р3025А,  $\bar{t} = 0,58 \dots 0,68$  – относительный шаг;  $b_2=25$  мм – хорда профиля;  $\beta_l=25\dots40^\circ$  – расчетный угол входа потока;  $\beta_{2\text{э}}=19\dots24^\circ$  – эффективный угол выхода потока.



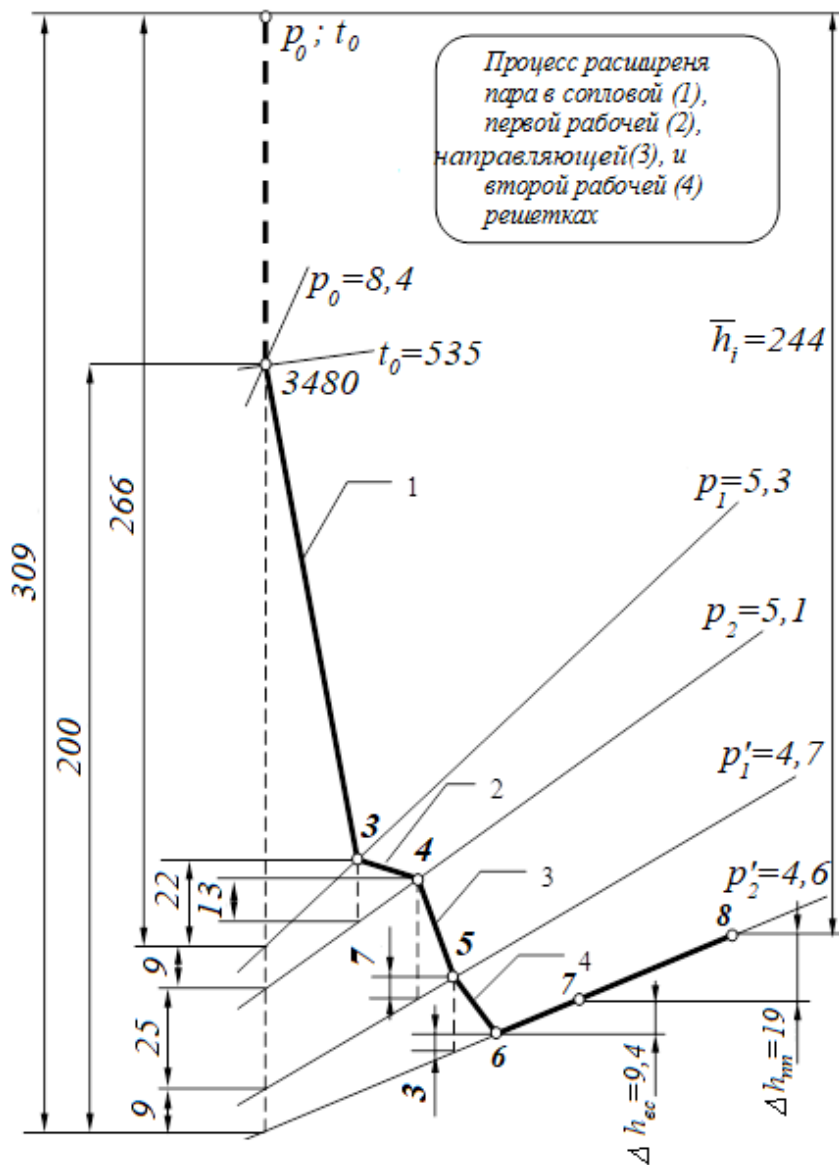


Рис.16. Процесс расширения пара в двухвечной ступени скорости

47. Число лопаток второй рабочей решетки

$$z'_2 = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot e}{b_2 \cdot \bar{t}'_2} = \frac{3,14 \cdot 1,1 \cdot 1}{0,025 \cdot 0,6} = 230 \text{ шт.}$$

48. Потеря энергии

$$\Delta h'_p = \frac{(w'_{2t})^2}{2} \xi_p = \frac{263^2}{2} \cdot 0,083 = 2871 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} = 2,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Построим процесс в  $hs$  диаграмме (рис.16). Для этого к точке окончания адиабатного процесса во второй рабочей решетке прибавить величину потери энергии  $\Delta h'_p \approx 3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ , далее движемся горизонтально (при  $h = \text{const}$ ) до пересечения с изобарой  $p'_2 = 4,6 \text{ МПа}$ . Получаем точку **6** окончания реального процесса во второй рабочей решетке.

49. Продолжим строить треугольники скоростей, рис.16, откуда определяем скорость  $c'_2 = 137 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ , м/с и угол  $\alpha'_2 = 62^\circ$  выхода из второй рабочей решетки.

50. Потеря с выходной скоростью

$$\Delta h_{\text{вс}} = \frac{(c'_2)^2}{2} = \frac{137^2}{2} = 9385 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} = 9,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

51. Потери на трение и от парциального подвода пара

$$\Delta h_{\text{тр+парц}} = h_{0c} (\xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{парц}}) = 266(0,012 + 0,06) = 19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

где:  $\xi_{\text{тр}}$  - относительная потеря на трение

$$\xi_{\text{тр}} = k_{\text{тр}} \frac{d_{\text{ср}}^2}{F_1} \cdot \left( \frac{u}{c_{\text{ф}}} \right)^3 = 0,005 \frac{1,1}{0,0054} \cdot \left( \frac{173}{768} \right)^3 = 0,012.$$

52. Отложим потери с выходной скоростью и потери на трение и от парциального подвода пара откладываются на  $hs$  диаграмме, рис.15 и получим точки **7** и **8**.

Параметры точки **8**: давление  $p_8 = 4,6 \text{ МПа}$ , энтальпия  $h_8 = 3355 \text{ кДж/кг}$ , энтропия  $s_8 = 6,91 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$ , удельный объем  $v_8 = 0,071 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

53. Расчетный внутренний относительный КПД ступени

$$\eta_{0i} = \frac{\bar{h}_i}{\bar{h}_0} = \frac{244}{309} = 0,79.$$

54. Внутренняя мощность ступени

$$P = D \cdot \bar{h}_i = 48,06 \cdot 244 = 11727 \text{ кВт.}$$

55. Результаты расчета сведем в таблицу 9.

Таблица 9. Пример расчета ступени скорости

№	Наименование	Размерность	Решетка			
			сопловая	1-я рабочая	поворотная	2-я рабочая
1	2	3	4	5	6	7
1	Расход пара, $D$	кг/с	53,3			
2	Средний диаметр, $d_{\text{ср}}$	м	1,1			
3	Окружная скорость, $u$	м/с	173			
4	Начальное давление, $p_0$	МПа	8,4			
5	Начальная температура, $t_0$	°С	535			
6	Отношение скоростей, $u/c_{\phi}$	–	0,22			
7	Располагаемый теплоперепад ступени, $H_0$	кДж/кг	200			
8	Располагаемый теплоперепад ступени от параметров торможения, $\bar{H}_0$	кДж/кг	309			
9	Степень реакции, $\theta$		–	0,03	0,08	0,03
10	Располагаемый теплоперепад решетки, $h_0$	кДж/кг	266	9	25	9

Продолжение табл. 9

1	2	3	4	5	6	7
11	Теоретическая скорость выхода, $c_{1r}$ , $w_{2r}$	м/с	729	542	403	261
12	Давление за решеткой, $p_1$ , $p_2$	МПа	5,3	5,1	4,76	4,58
13	Число Маха, $M$		1,14	0,84	0,63	0,4
14	Коэффициент расхода, $\mu$		0,97	0,99	0,99	0,99
15	Выходная площадь, $F$	м <sup>2</sup>	0,0057 5	0,0062 5	0,0098	0,0144
16	Эффективный угол выхода, $\alpha_{1э}$ , $\beta_{2э}$	°	12	12	17	22,5
17	Угол входа, $\alpha_0$ , $\beta_1$	°	90	14	21	34
18	Решетка	тип	С9012 Б	Р2314 А	Р2617А	Р3525А
19	Степень парциальности, $e$	От.ед.	0,295			
20	Высота лопатки, $l$	мм	27	30	33	37
21	Относительный шаг, $\frac{l}{t}$		0,8	0,7	0,65	0,6
22	Хорда, $b$	мм	50	25	25	25
23	Число лопаток, $z$	шт.	24	197	212	230
24	Коэффициент потерь, $\xi$		0,084	0,06	0,08	0,06
25	Действительная скорость выхода, $c_1$ , $w_2$	м/с	697	371	386	137
26	Угол выхода, $\alpha_1$ , $\beta_2$	°	10	12	16	22
27	Потеря энергии в решетке, $\Delta h$	кДж/кг	22	8	6	2
28	Потеря с выходной скоростью, $\Delta h_{в.с}$	кДж/кг	9,4			

Окончание табл. 9

1	2	3	4
29	Относительные потери на трение, $\xi_{тр}$	От.ед.	0,012
30	Число сегментов (сопловых коробок)	шт.	4
31	Относительные потери от парциальности, $\xi_{парц}$	От.ед.	0,06
32	Использованный теплоперепад, $H_{и}$	кДж/кг	244
33	Внутренний относительный КПД ступени, $\eta_{0i}$	От.ед.	0,79
34	Внутренняя мощность, $P$	кВт	13005

56. Пример выполнения эскиза проточной части двухвенечной ступени скорости приведен в Приложении 7.

## 5. Детальный расчет первой активной ступени

Исходные данные для расчета первой активной ступени (следующая за ступенью скорости или вторая ступень турбины):

Давление на входе в ступень  $p_0$ , МПа.

Давление на выходе из ступени  $p_2$ , МПа.

Расход пара через ступень  $D$ , кг/с.

Энтальпия пара на входе в ступень  $h_0$ , кДж/кг (из предварительного расчета, по  $hs$ -диаграмме).

Удельный объем пара на входе в ступень  $v_0$ , м<sup>3</sup>/кг (из предварительного расчета, по  $hs$ -диаграмме).

Адиабатный теплоперепад на ступень –  $\Delta H$ , кДж/кг (из предварительного расчета, табл.2

Скорость пара на входе в ступень  $c_0 = c'_2$ , м/с (из расчета ступени скорости, рис.15).

Число оборотов  $n$ , с<sup>-1</sup>.

1. Располагаемый теплоперепад на ступени от параметров торождения, кДж/кг:

$$\bar{H}_0 = \Delta H + \frac{c_0^2}{2} \cdot 10^{-3}. \quad (78)$$

2. Фиктивная скорость, м/с:

$$c_\phi = \sqrt{2 \cdot \bar{H}_0 \cdot 10^3}. \quad (79)$$

3. Степень реакции  $\theta$  ступени принимают как для активной ступени (возможно принять  $\theta=0,03-0,08$ ).

4. Оптимальное отношение  $\left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{\text{опт}}$  для одновенечных ступеней активного типа рекомендуют принимать в следующем диапазоне – 0,42 ... 0,55.

5. Окружная скорость, м/с:

$$u = c_\phi \left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{\text{опт}}. \quad (80)$$

6. Средний диаметр ступени, м:

$$d_{\text{ср}} = \frac{u}{\pi \cdot n}. \quad (81)$$

7. Располагаемый теплоперепад сопловой решетки, кДж/кг:

$$h_{0c} = (1 - \theta)\bar{H}_0. \quad (82)$$

8. Строят процесс расширения пара в первой нерегулируемой ступени в  $hs$ -диаграмме, рис.17, откуда определяют давление за сопловой решеткой  $p_1$ , МПа; удельный объем за сопловой решеткой  $v_{1t}$ , м<sup>3</sup>/кг (при изотермическом расширении).

Процесс расширения пара строят по аналогии и по тем же принципам, что и для ступени скорости.

9. Теоретическая скорость выхода пара из сопловой решетки (м/с) и число Маха:

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot h_{0c}} \quad (83)$$

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_{1t}} \quad (84)$$

где скорость звука  $a_{1t}$  определяют расчетным путем.

#### 10. Выбор профиля для сопловой решетки.

Для первой активной ступени, как правило, характерно дозвуковое течение ( $M < 1$ ), что обуславливает профиль типа А. С учетом угла выхода потока из ступени скорости ( $\alpha'_2$ , °, п.49, часть 3) и среднего диаметра ступени (обычно последний немногим менее  $d_{cp}$  ступени скорости, который соответствует  $\sim 1,1 \dots 1,2$  м) при помощи атласа (приложение 3) выбирают профиль сопловой решетки.

Определяют характеристики профиля:  $\bar{t}$  – относительный шаг;  $\alpha_1$  – угол выхода потока.

#### 11. Коэффициент потерь и степень парциальности.

Для первой нерегулируемой ступени с учетом п.17, части 4 принимают  $\xi_c$ ; степень парциальности  $e < 1$  (может быть на уровне 0,7...0,9) и учитывают, что влияние регулирующей ступени еще высоко.

#### 12. Потери в соплах, кДж/кг:

$$\Delta h = \xi_c \cdot h_{0c} \quad (85)$$

#### 13. Действительная скорость выхода из сопл, м/с:

$$c_1 = \psi \cdot c_{1t} \quad (86)$$

где коэффициент потерь:

$$\psi = \sqrt{1 - \xi_c} \quad (87)$$

14. Строят треугольники скоростей (аналогично ступени скорости), рис.18, откуда определяют скорость на выходе из сопл  $w_1$  и ее угол  $\beta_1$ .

#### 15. Площадь сечения сопловой решетки, м<sup>2</sup>:

$$F_1 = \frac{D \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}}. \quad (88)$$

где:  $\mu_1$  – коэффициент расхода (аналогично п.12, часть 4);  
 $v_{1t}$ , м<sup>3</sup>/кг – удельный объем пара за решеткой при адиабатном процессе расширения (по  $hs$  - диаграмме).

16. Высота сопловой решетки, мм:

$$l_1 = 10^3 \cdot \frac{F_1}{\pi \cdot d_{cp} \cdot \sin \alpha_1}. \quad (89)$$

$l_1$  должна быть  $\geq 12$  мм – технологическое ограничение на изготовление лопаток.

Если расчетное значение  $l_1 < 12$  мм, то следует:

- оптимизировать профиль путем подбора угла  $\alpha_1$  (следует максимально снизить угол);
- уменьшить  $d_{cp}$  за счет снижения  $\frac{u}{c_\phi}$ ;
- снизить располагаемый теплоперепад сопловой решетки за счет увеличения реактивности ( $\theta$ ).

17. Располагаемый теплоперепад рабочей решетки, кДж/кг:

$$h_{0p} = \theta \bar{H}_0. \quad (90)$$

18. Теоретическая скорость пара на выходе из рабочей решетки, м/с:

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot h_{0p} \cdot 10^3 + w_1^2}. \quad (91)$$

19. Действительная скорость пара на выходе из рабочей решетки, м/с:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t}. \quad (92)$$

$$\psi = \sqrt{1 - \xi_p}. \quad (93)$$

Коэффициент потерь энергии на первой рабочей решетке  $\xi_p$  определяют по аналогии с п.17, часть 4.

20. Потери в рабочей решетке, кДж/кг:



$$\Delta h_p = \xi_p \cdot h_{0p}. \quad (94)$$

21. Выходная площадь рабочей решетки, м<sup>2</sup>:

$$F_2 = \frac{D \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}}. \quad (95)$$

где:  $\mu_2$  – коэффициент расхода (аналогично п.12, часть 4);  
 $v_{2t}$ , м<sup>3</sup>/кг – удельный объем пара за решеткой при адиабатном процессе расширения (по  $h_s$  - диаграмме).

22. Высота рабочих лопаток, мм:

$$l_2 = l_1 + \Delta. \quad (96)$$

где  $\Delta$  величина перекрыши для безударного входа потока.

23. Угол выхода из рабочей решетки эффективный:

$$\sin \beta_{2э} = \frac{F_2}{\pi \cdot d_{ср} \cdot e \cdot l_2}. \quad (97)$$

Откуда определяют  $\beta_{2э}$ .

24. Строят треугольники скоростей, откуда определяют скорость выхода из рабочей решетки  $c_2$ (м/с) и ее угол  $\alpha_2$ .

25. Выбирают профиль рабочей решетки (по атласу) и определяют его характеристики:  $\bar{t}$  – относительный шаг;  $b$  – хорду профиля.

26. Потери в рабочей решетке на трение и от парциального подвода (аналогично п.51, части 3), кДж/кг:

$$\Delta h_{тр+парц} = h_{0c} (\xi_{тр} + \xi_{парц}). \quad (98)$$

где:  $\xi_{тр}$  - относительная потеря на трение:

$$\xi_{тр} = k_{тр} \frac{d_{ср}^2}{F_1} \cdot \left( \frac{u}{c_\phi} \right)^3. \quad (99)$$

Потери от парциального подвода в первой активной ступени могут сохраняться на уровне 1...2%, а при неплавном профилировании (например, при резком изменении диаметра диска активной ступени по отношению к ступени скорости) или

неоптимальных решениях по аэродинамике потока могут достигать и более высоких значений. Обычно  $\xi_{\text{парц}}=0,01\dots 0,03$ .

27. Потери с выходной скоростью, кДж/кг:

$$\Delta h_{\text{вс}} = \frac{c_2^2}{2}. \quad (100)$$

28. Потери с выходной скоростью и потери на трение и от парциального подвода пара откладываются на  $hs$  - диаграмме.

29. Результаты расчета первой активной ступени сводят в таблицу.

### Пример

Исходные данные для расчета первой активной ступени:

Давление на входе в ступень  $p_0 = p_6 = 4,6$  МПа.

Давление на выходе из ступени  $p_2 = 4,04$  Мпа = 40,4 бар.

Расход пара через ступень  $D = 48,6$  кг/с.

Энтальпия пара на входе в ступень (из предварительного расчета, по  $hs$ -диаграмме)  $h_0 = h_8 = 3355$  кДж/кг.

Удельный объем пара на входе в ступень (из предварительного расчета, по  $hs$ -диаграмме)  $v_0 = v_8 = 0,071$  м<sup>3</sup>/кг.

Адиабатный теплоперепад на ступень (из предварительного расчета, табл.2).  $\Delta H = 45,25$  кДж/кг.

Скорость пара на входе в ступень из расчета ступени скорости, рис.16).  $c_0 = c'_2 = 137$  м/с.

Число оборотов  $n = 50$  с<sup>-1</sup>.

1. Располагаемый теплоперепад на ступени от параметров торможения

$$\bar{H}_0 = \Delta H + \frac{c_0^2}{2} \cdot 10^{-3} = 45250 + \frac{137^2}{2} = 54635 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} = 54,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

1. Фиктивная скорость

$$c_{\text{ф}} = \sqrt{2 \cdot \bar{H}_0 \cdot 10^3} = \sqrt{2 \cdot 54635} = 331 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

2. Степень реакции  $\theta$  ступени. Примем  $\theta = 0,05$ .

3. Оптимальное отношение  $\left(\frac{u}{c_{\phi}}\right)_{\text{опт}}$ . Принимаем  $\left(\frac{u}{c_{\phi}}\right)_{\text{опт}} = 0,5$ .

4. Окружная скорость

$$u = c_{\phi} \left(\frac{u}{c_{\phi}}\right)_{\text{опт}} = 331 \cdot 0,5 = 165,5 \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

5. Средний диаметр ступени

$$d_{\text{ср}} = \frac{u}{\pi \cdot n} = \frac{165,5}{3,14 \cdot 50} = 1,05 \text{ м.}$$

6. Располагаемый теплоперепад сопловой решетки

$$h_{0c} = (1 - \theta) \bar{H}_0 = (1 - 0,05) \cdot 54,6 = 52 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

7. Построим процесс расширения пара в первой нерегулируемой ступени в  $h_s$ -диаграмме, рис.17. давление за сопловой решеткой  $p_{1t}=4$  МПа; удельный объем за сопловой решеткой  $v_{1t}=0,079$  м<sup>3</sup>/кг.

8. Теоретическая скорость выхода пара из сопловой решетки

$$c_{1t} = \sqrt{2h_{0c}} = \sqrt{2 \cdot 52000} = 322 \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

Скорость звука  $a_{1t}$

$$a_1 = \sqrt{k \cdot p_{1t} \cdot v_{1t}} = \sqrt{1,276 \cdot 4000000 \cdot 0,079} = 635 \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

Число Маха

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_{1t}} = \frac{322}{635} = 0,51.$$

Течение дозвуковое.

9. Из приложения 3 выбираем сопловую решетку С-5515А (С – означает сопловая, 55<sup>0</sup> – угол входа, 15<sup>0</sup> – угол выхода эффективный ( $\alpha_{1э}$ ). Для данного профиля М до 0,9.

Характеристика профиля:  $\bar{t} = 0,72 \dots 0,87$  – относительный шаг,  $b_l=45$  мм – хорда профиля.

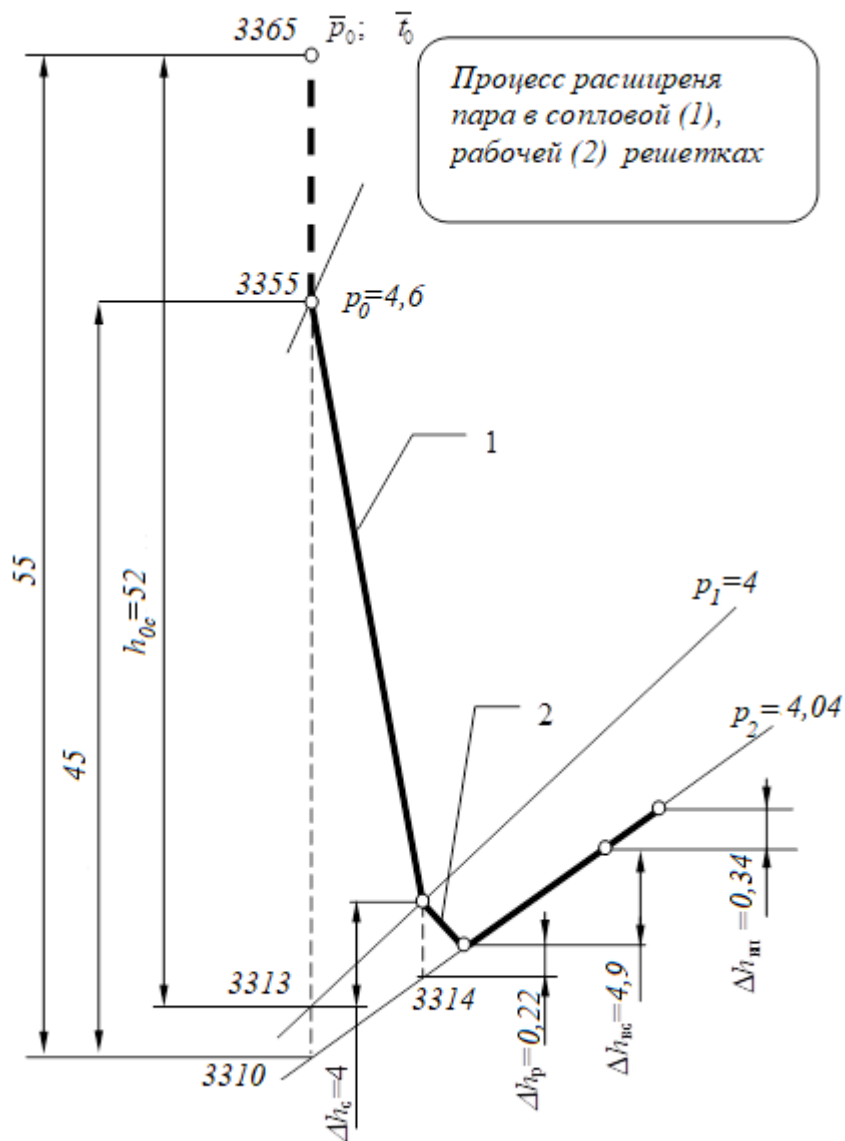


Рис.17. Процесс расширения пара в первой нерегулируемой ступени в  $hs$ -диаграмме

10. В расчетах принят коэффициент потерь для сопловых и рабочих решеток  $\xi_c = 0,083$ .

11. Потери в соплах

$$\Delta h = \xi_c \cdot h_{0c} = 0,083 \cdot 52 = 4,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

12. Действительная скорость выхода из сопла

$$c_1 = \psi \cdot c_{1t} = 0,96 \cdot 322 = 309 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Коэффициент потерь

$$\psi = \sqrt{1 - \xi_c} = \sqrt{1 - 0,083} = 0,96.$$

13. Построим треугольник скоростей рис.18, откуда определим скорость выхода из направляющей решетки  $w_1=162$  м/с и угол выхода  $\beta_1=31^\circ$ .

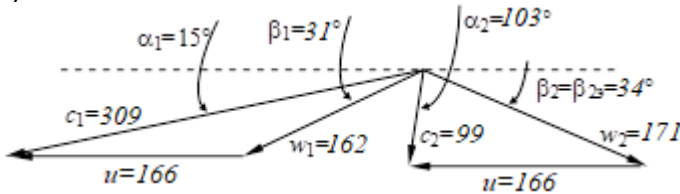


Рис.18. Треугольники скоростей для первой нерегулируемой ступени (второй ступени)

15. Площадь сечения сопловой решетки

$$F_1 = \frac{D \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}} = \frac{48,6 \cdot 0,08}{0,99 \cdot 322} = 0,012 \text{ м}^2.$$

Принимаем коэффициент расхода  $\mu_1=0,99$ .

16. Высота сопловой решетки

$$l_1 = 10^3 \cdot \frac{F_1}{\pi \cdot d_{cp} \cdot \sin \alpha_1} = \frac{0,012 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1,05 \cdot \sin 15} = 14 \text{ мм.}$$

$$l_1 = 14 > 12 \text{ мм.}$$

17. Располагаемый теплоперепад рабочей решетки

$$h_{0p} = \theta \cdot \overline{H}_0 = 0,05 \cdot 54,6 = 2,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

18. Теоретическая скорость пара на выходе из рабочей решетки

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot h_{0p} \cdot 10^3 + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 2700 + 162^2} = 178 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

19. Действительная скорость пара на выходе из рабочей решетки

$$\psi = \sqrt{1 - \xi_p} = \sqrt{1 - 0,083} = 0,96.$$

Коэффициент потерь энергии рабочей решетке  $\xi_p = 0,083$ .

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t} = 0,96 \cdot 178 = 171 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

20. Потери в рабочей решетке

$$\Delta h_p = \xi_p \cdot h_{0p} = 0,083 \cdot 2,7 = 0,22.$$

21. Выходная площадь рабочей решетки

$$F_2 = \frac{D \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}} = \frac{48,6 \cdot 0,09}{0,99 \cdot 178} = 0,025 \text{ м}^2.$$

Принимаем коэффициент расхода  $\mu_2=0,99$ .

22. Высота рабочих лопаток

$$l_2 = l_1 + \Delta = 14 + 3 = 17 \text{ мм}.$$

23. Угол выхода из рабочей решетки эффективный

$$\sin \beta_{23} = \frac{F_2}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot e \cdot l_2} = \frac{0,025}{3,14 \cdot 1,05 \cdot 0,8 \cdot 0,017} = 0,557.$$

Тогда  $\beta'_2 = \beta'_{23} = 33,9^\circ$ .

24. Из треугольника скоростей (рис.18) определим скорость выхода рабочей решетки  $c_2=99 \text{ м/с}$  и угол выхода  $\alpha_2=103^\circ$ .

25. Выберем профиль рабочей лопатки (приложения 3).

Профиль Р2314А,  $\bar{t} = 0,6 \dots 0,75$  – относительный шаг;  $b_2=26$  мм – хорда профиля;  $\beta_1=20\dots30^\circ$  – расчетный угол входа потока;  $\beta_{23}=12\dots16^\circ$  – эффективный угол выхода потока.

26. Потери в рабочей решетке на трение и от парциального подвода

$$\xi_{\text{тр}} = k_{\text{тр}} \frac{d_{\text{ср}}^2}{F_1} \cdot \left(\frac{u}{c_{\phi}}\right)^3 = 0,005 \frac{1,05^2}{0,012} \left(\frac{166}{331}\right)^3 = 0,058.$$

$$\Delta h_{\text{тр+парц}} = h_{\text{ос}} (\xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{парц}}) = 4,3 \cdot (0,058 + 0,02) = 0,34.$$

27. Потери с выходной скоростью

$$\Delta h_{\text{вс}} = \frac{c_2^2}{2} = \frac{99^2}{2} = 4900 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} = 4,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

28. Потери с выходной скоростью и потери на трение и от парциального подвода пара откладываем на  $hs$ -диаграмме, рис.17.

29. Результаты расчета первой активной ступени сводим в табл.10.

Таблица 10. Сводная таблица результатов расчетов активной ступени

№	Наименование	Размерность	Решетка	
			сопловая	рабочая
1	2	3	4	5
1	Расход пара, $D$	кг/с	48,6	
2	Начальное давление, $p_0$	МПа	4,6	
3	Энтальпия пара на входе в ступень, $h_0$	кДж/кг	3355	
4	Располагаемый теплоперепад ступени, $H_0$	кДж/кг	45	
5	Скорость пара на входе в ступень, $c_0$	м/с	137	
6	Располагаемый теплоперепад ступени от параметров торможения, $\bar{H}_0$	кДж/кг	55	

Окончание табл.10

1	2	3	4	
7	Фиктивная скорость, $c_{\phi}$	м/с	331	
8	Степень ракции, $\theta$	–	0,05	
9	Отношение скоростей, $u/c_{\phi}$	–	0,5	
10	Окружная скорость, $u$	м/с	166	
11	Средний диаметр, $d_{\text{ср}}$	М	1,05	
12	Располагаемый теплоперепад решетки, $h_{0i}$	кДж/кг	52	2,7
13	Теоретическая скорость выхода, $c_{1t}, w_{2t}$	м/с	322	178
14	Число Маха, $M$	–	0,51	
15	Решетка	тип	C5515A	P2314A
16	Относительный шаг, $\bar{t}$	–	0,8	0,7
17	Степень парциальности, $e$	–	0,8	
18	Коэффициент потерь, $\xi$	От.ед.	0,083	
19	Потеря энергии в решетке, $\Delta h$	кДж/кг	4,3	2,2
20	Действительная скорость выхода, $c_1, w_2$	м/с	309	171
21	Угол входа, $\alpha_0=\alpha'_2, \beta_1$	°	55	23
22	Угол выхода, $\alpha_1, \alpha_2$	°	15	103
23	Скорость выхода, $w_1, c_2$	м/с	171	99
24	Коэффициент расхода, $\mu$		0,99	0,99
25	Выходная площадь, $F$	м <sup>2</sup>	0,012	0,025
26	Высота лопатки, $l$	мм	14	17
27	Относительные потери от парциальности, $\xi_{\text{парц}}$	От.ед.	0,02	
28	Относительные потери на трение, $\xi_{\text{тр}}$	От.ед.	0,058	
29	Потеря с выходной скоростью, $\Delta h_{\text{в.с}}$	кДж/кг	4,9	



## 6. Детальный расчет последней ступени турбины

1. Исходные данные (с учетом данных табл.1, 2, 3 и рис.1, 2, 3, части 2).

Давление на выходе  $p_2 = p_k$ , МПа.

Энтальпия на выходе  $h_2 = h_7$  (часть 3 ,п. 5,2), кДж/кг.

Энтропия на выходе  $s = s_7$ , кДж/кг·К.

Теплоперепад на ступень  $H_0$ , кДж/кг (табл.2).

Энтальпия на входе  $h_0$  ( $h_0 = h_2 + H_0$ ), кДж/кг.

Давление на входе в ступень  $p_0$ , МПа (по  $h_s$  диаграмме по  $s$  и  $h_0$ ).

Расход пара через ступень  $D$ , кг/с (п.4, часть 8).

Расчет ступени ведется по трем сечениям: корневой, средний, периферийный.

2. Ометаемая площадь выхода из последней ступени, м<sup>2</sup>:

$$\Omega = \frac{D}{\left(\frac{c_2}{v_2}\right)}. \quad (101)$$

где  $v_2$ , м<sup>3</sup>/кг– удельный объем за последней ступенью при параметрах пара в конденсаторе ( $p_2$ ,  $s$  по  $h_s$ -диаграмме),

$c_2$  скорость пара за последней ступенью, м/с:

$$c_2 = \sqrt{2 \cdot \Delta H_{в.с} \cdot 10^3}. \quad (102)$$

Потерю с выходной скоростью  $\Delta H_{в.с}$  рекомендовано принимать на уровне 16...54 кДж/кг. Меньшие значения для современных турбин большой мощности.

Площадь выхода должна быть меньше 7 м<sup>2</sup>, что удовлетворят условиям практической реализации без разделения потоков ЦНД.

3. Описанный (периферийный) диаметр последней ступени, м:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \Omega}{\pi}}. \quad (103)$$

4. Высота рабочей  $l_2$  и сопловой  $l_1$  лопаток последней ступени принимается по аналогам и с учетом опыта проектирования.

Величина перекрыши может составлять  $\Delta=10\dots 20$  мм, большие значения для больших высот лопаток.

5. Средний и корневой диаметр последней ступени, мм:

$$d_{\text{ср}} = d - l_2. \quad (104)$$

$$d_{\text{к}} = d - 2 \cdot l_2. \quad (105)$$

6. Располагаемый теплоперепад на ступени от параметров торможения, кДж/кг:

$$\bar{H}_0 = H_0 + \frac{c_0^2}{2} \cdot 10^{-3}. \quad (106)$$

В этом выражении выходную скорость предшествующей ступени  $c_2$  (она же скорость входа в последнюю ступень,  $c_0$ ) допустимо принять из условия  $c_2^{\text{пром}} < c_2 < c_2^{\text{посл}}$ , где  $c_2^{\text{пром}}$  – выходная скорость промежуточной ступени отсека (для рассматриваемого примера  $c_2^{\text{пром}}$  можно принять равной 200 м/с),  $c_2^{\text{посл}}$  – выходная скорость за последней ступенью (для рассматриваемого примера по п.2, части б  $c_2$ ).

7. Степень реактивности.

У корня:  $\theta_{\text{к}}$ , принимают в рамках рекомендованного диапазона  $\theta=0,05\dots 0,3$ .

На среднем диаметре:

$$\theta_{\text{ср}} = 1 - (1 - \theta_{\text{к}}) \left( \frac{r_{\text{ср}}}{r_{\text{к}}} \right)^{-1,7}. \quad (107)$$

где  $r_{\text{ср}}/r_{\text{к}}$  – отношение радиусов.

У периферии:

$$\theta_{\text{пер}} = 1 - (1 - \theta_{\text{к}}) \left( \frac{r_{\text{пер}}}{r_{\text{к}}} \right)^{-1,7}. \quad (108)$$

где  $r_{\text{пер}}/r_{\text{к}}$  – отношение радиусов.

8. Здесь и далее расчет ведется по трем сечениям: у корня, на среднем диаметре, у периферии лопатки.

Располагаемый теплоперепад сопловой решетки, кДж/кг:

$$h_{0c} = (1 - \theta)\bar{H}_0. \quad (109)$$

9. Строят процесс расширения в  $h_s$ -диаграмме в трех сечениях, рис.19, откуда для них определяют термодинамические характеристики потока  $p_1$  (МПа) и  $v_1$  ( $\text{м}^3/\text{кг}$ ).

10. Фиктивная скорость, м/с:

$$c_\phi = \sqrt{2 \cdot \bar{H}_0 \cdot 10^3}. \quad (110)$$

11. Оптимальное отношение  $\left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{\text{опт}}$  определяют в зависимости от степени реакции  $\theta$  из следующих соображений (табл.11):

Таблица 11. Оптимальное отношение  $\left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{\text{опт}}$

$\left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{\text{опт}}$	$\theta$
0,22...0,3	0,02...0,12
0,42...0,55	0,02...0,4
0,55...0,65	0,5

12. Окружная скорость, м/с:

$$u = c_\phi \left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{\text{опт}}. \quad (111)$$

13. Теоретическая скорость выхода из сопловой решетки (м/с) и число Маха:

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot h_{0c}}. \quad (112)$$

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_{1t}}. \quad (113)$$

$$a_1 = \sqrt{k \cdot p_2 \cdot v_{2t}}. \quad (114)$$

14. Выбор профиля сопловой решетки.

Характер течения (околозвуковое/сверхзвуковое) обуславливает тип профиля и его характеристики:  $\bar{t}$  – относительный шаг; число Маха;  $\alpha_1$  – угол выхода потока, др.

15. Коэффициент потерь  $\xi_c$  и степень парциальности  $e$  принимается аналогично расчетам предыдущих ступеней с учетом влажности в ступени (часть 3).

16. Потери в сопловой решетке  $\Delta h_c$ , кДж/кг:

$$\Delta h_c = \xi_c \cdot \bar{H}_0. \quad (115)$$

17. Действительная скорость на выходе из сопл, м/с:

$$c_1 = \psi \cdot c_{1t}. \quad (116)$$

$$\psi = \sqrt{1 - \xi_c}. \quad (117)$$

18. Строят треугольники скоростей (аналогично ступени скорости), рис.20, откуда определяют скорость на выходе из сопл  $w_1$ (м/с) и ее угол  $\beta_1$ .

19. Площадь сечения сопловой решетки у корня, м<sup>2</sup>:

$$F_1 = \frac{D \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}}. \quad (118)$$

где:  $\mu_1$  – коэффициент расхода (аналогично п.12, часть 4);  
 $v_{1t}$ , м<sup>3</sup>/кг – удельный объем пара за решеткой при адиабатном процессе расширения (по  $hs$ -диаграмме).

20. Число сопловых лопаток, шт:

$$z = \frac{\pi \cdot d_k \cdot e}{b_1 \cdot \bar{t}}. \quad (119)$$

Число сопловых лопаток не может быть слишком маленьким (<<70...80 шт.) по условиям веерности последней ступени.

21. Располагаемый теплоперепад рабочей решетки, кДж/кг:

$$h_{0p} = \theta \cdot \bar{H}_0. \quad (120)$$

22. Теоретическая скорость пара на выходе из рабочей решетки, м/с:

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot h_{0p} \cdot 10^3 + w_1^2}. \quad (121)$$

23. Действительная скорость пара на выходе из рабочей решетки, м/с:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t}. \quad (122)$$

$$\psi = \sqrt{1 - \xi_p}. \quad (123)$$

Коэффициент потерь энергии  $\xi_p$  определяют по аналогии с п.17, часть 5.

24. Эффективный угол выхода из рабочей решетки:

$$\beta_{2э} = \arcsin \alpha_1 \cdot \frac{w_{1t}}{v_{1t}} \cdot \frac{v_{2t}}{w_{2t}}. \quad (124)$$

где:  $w_{1t}, w_{2t}$ , м/с – теоретическая скорость выхода из сопловой и рабочей решеток;  $v_{1t}, v_{2t}$  – удельный объем пара в соответствующей точке процесса расширения за сопловой и рабочей решеткой.

25. Угол выхода  $\beta_2$  из рабочей решетки в данном примере определяют с учетом поправки на косой срез  $\delta=5...9^\circ$ :

$$\beta_2 = \beta_{2э} + \delta. \quad (125)$$

26. С учетом построения треугольников скоростей выбирают профиль рабочей решетки. Определяют его характеристики:  $\bar{t}$  – относительный шаг; Число Маха;  $b$  – хорду;  $W_{\min}$  – минимальный момент сопротивления профиля, см<sup>3</sup>.

27. Площадь проходного сечения рабочей решетки у корня, м<sup>2</sup>:

$$F_2 = \frac{D \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot c_{1t}}. \quad (126)$$

где:  $\mu_2$  – коэффициент расхода (аналогично п.12, часть 4);

$v_{2t}$ , м<sup>3</sup>/кг – удельный объем пара за решеткой при адиабатном процессе расширения (по  $h_s$ -диаграмме).

28. Число рабочих лопаток, шт:

$$z = \frac{\pi \cdot d_k \cdot e}{b_2 \cdot \bar{t}}. \quad (127)$$

Где:  $e$  – степень парциальности;

$\bar{t}$  – относительный шаг.

Хорду рабочих лопаток назначают с учетом хорды сопловых лопаток так, что  $b_2 \approx (0,55 \dots 0,65) \cdot b_1$ .

29. Относительные потери в ступени на трение и с выходной скоростью:

$$\xi_{\text{тр}} = k_{\text{тр}} \frac{d_{\text{ср}}^2}{\sqrt{F_1 \cdot F_2}} \cdot \left( \frac{u_{\text{ср}}}{c_{\phi}} \right)^3. \quad (128)$$

где коэффициент трения принят  $k_{\text{тр}}=0,0005$  (аналогично расчету первой активной ступени):

$$\xi_{\text{св}} = \frac{\Delta H_{\text{вс}}}{H_0}. \quad (129)$$

30. Использованный теплоперепад в ступени, кДж:

$$H_{\text{и}} = H_0 (1 - \xi_{\text{тр}} - \xi_{\text{св}}). \quad (130)$$

31. Внутренняя мощность ступени, кВт:

$$P = D \cdot H_{\text{и}}. \quad (131)$$

32. Внутренний относительный КПД ступени:

$$\eta_{0i} = \frac{H_{\text{и}}}{H_0}. \quad (132)$$

33. Результаты расчета последней ступени сводят в таблицу.

### Пример

1. Исходные данные (с учетом данных табл.1, 2, 3 и рис.1, 2, 3, части 2):

Давление на выходе  $p_2=p_k=0,0035$  Мпа.

Энтальпия на выходе  $h_2=h_7=2192$  кДж/кг.

Энтропия на выходе  $s=s_7=7,33$  кДж/кг·К.

Температурный перепад на ступень  $H_0=102,5$  кДж/кг.

Энтальпия на входе  $h_0=1292+103=2295$  кДж/кг.

Давление на входе в ступень  $p_0=0,0079$  Мпа.

Расход пара через ступень  $D=48,06-3,6-5,4-1,8-1,8=35,5$  кг/с.

Расчет ступени ведется по трем сечениям: корневой, средний, периферийный.

2. Омываемая площадь выхода из последней ступени

$$\Omega = \frac{D}{\left(\frac{c_2}{v_2}\right)} = \frac{35,5}{\left(\frac{270}{37}\right)} = 4,9 \text{ м}^2.$$

Удельный объем за последней ступенью при параметрах пара в конденсаторе ( $p_2, s$  по  $hs$ -диаграмме)  $v_2=37$  м<sup>3</sup>/кг.

Скорость пара за последней ступенью

$$c_2 = \sqrt{2 \cdot \Delta H_{в.с} \cdot 10^3} = \sqrt{2 \cdot 36450} = 270 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Примем потерю с выходной скоростью  $\Delta H_{в.с}=36,450$  кДж/кг. Площадь выхода  $\Omega=4,9 < 7 \text{ м}^2$ , что условиям практической реализации без разделения потоков ЦНД.

3. Описанный (периферийный) диаметр последней ступени

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \Omega}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,9}{3,14}} = 2,498 \text{ м}.$$

4. Примем: высоту рабочей лопатки  $l_2 = 510$  мм, высоту сопловой лопатки  $l_1 = 510$  мм.

5. Средний диаметр последней ступени

$$d_{\text{ср}} = d - l_2 = 2498 - 510 = 1988 \text{ мм}.$$

Корневой диаметр последней ступени

$$d_{\text{к}} = d - 2 \cdot l_2 = 2498 - 2 \cdot 510 = 1478 \text{ мм}.$$

6. Располагаемый теплоперепад на ступени от параметров торможения.

Примем  $c_0=200$  м/с.

$$\bar{H}_0 = H_0 + \frac{c_0^2}{2} \cdot 10^{-3} = 102,5 + \frac{200^2}{2} \cdot 10^{-3} = 142,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

7. Степень реактивности:

У корня:  $\theta_K = 0,2$ .

На среднем диаметре

$$\theta_{\text{ср}} = 1 - (1 - \theta_K) \left( \frac{r_{\text{ср}}}{r_K} \right)^{-1,7} = 1 - (1 - 0,2) \left( \frac{994}{739} \right)^{-1,7} = 0,41.$$

У периферии

$$\theta_{\text{пер}} = 1 - (1 - \theta_K) \left( \frac{r_{\text{пер}}}{r_K} \right)^{-1,7} = 1 - (1 - 0,2) \left( \frac{1249}{739} \right)^{-1,7} = 0,53.$$

8. Располагаемый теплоперепад сопловой решетки:

У корня

$$h_{0c} = (1 - \theta) \bar{H}_0 = (1 - 0,2) \cdot 139 = 111 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

На среднем диаметре

$$h_{0c} = (1 - \theta) \bar{H}_0 = (1 - 0,41) \cdot 139 = 82 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

У периферии лопатки

$$h_{0c} = (1 - \theta) \bar{H}_0 = (1 - 0,53) \cdot 139 = 65 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

9. Построим процесс расширения в  $hs$ -диаграмме в трех сечениях, рис.19.

Определим термодинамические характеристики потока:

	$p_l, \text{МПа}$	$v_l, \text{м}^3/\text{кг}$
Корень	0,0045	30
Средний диаметр	0,0056	23
периферия	0,0065	19

10. Фиктивная скорость

$$c_\Phi = \sqrt{2 \cdot \bar{H}_0 \cdot 10^3} = \sqrt{2 \cdot 139000} = 527 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$



11. Оптимальное отношение  $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$ .

Примем:

Корень 0,5.

Средний диаметр 0,55.

Периферия 0,6.

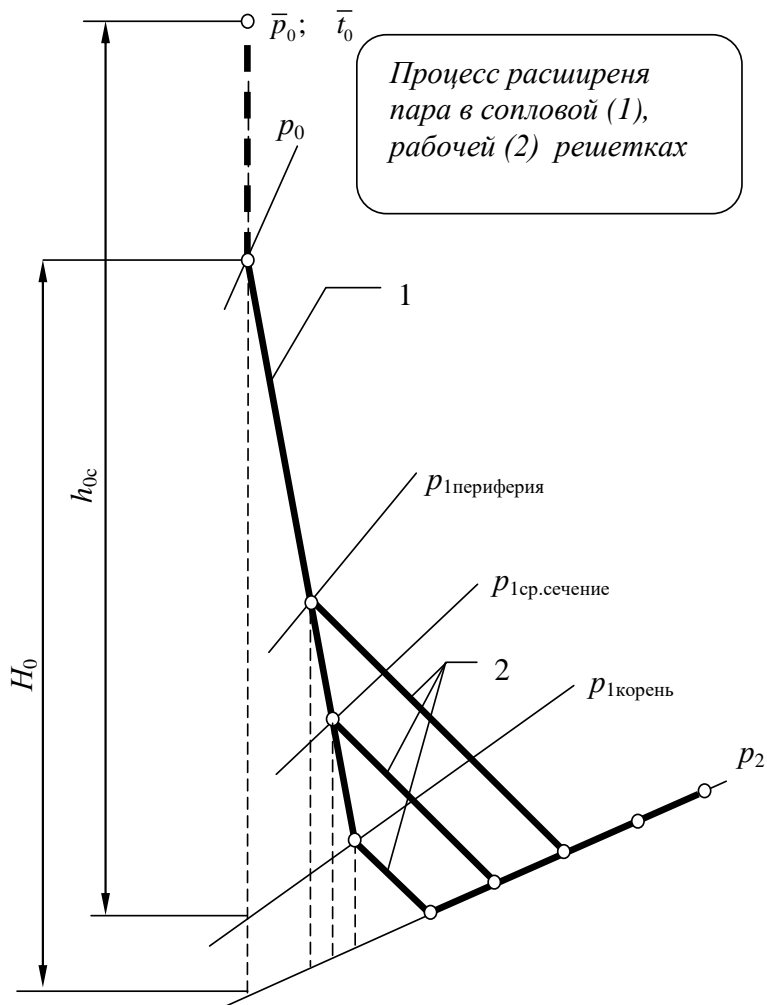


Рис.19. Процесс расширения пара для последней ступени турбины

12. Окружная скорость:

У корня

$$u = c_{\phi} \left( \frac{u}{c_{\phi}} \right)_{\text{опт}} = 527 \cdot 0,5 = 263 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

На среднем диаметре

$$u = c_{\phi} \left( \frac{u}{c_{\phi}} \right)_{\text{опт}} = 527 \cdot 0,55 = 290 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

У периферии

$$u = c_{\phi} \left( \frac{u}{c_{\phi}} \right)_{\text{опт}} = 527 \cdot 0,6 = 316 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

13. Теоретическая скорость выхода из сопловой:

У корня

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot h_{0c}} = \sqrt{2 \cdot 111000} = 471 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

На среднем диаметре

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot h_{0c}} = \sqrt{2 \cdot 82000} = 405 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

У периферии

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot h_{0c}} = \sqrt{2 \cdot 65000} = 361 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Скорость звука определяют в точке выхода из рабочей решетки  
 $p_2 = p_k = 0,0035 \text{ МПа} = 3500 \text{ Па}$ .

$$v_{2t} = v_2 = 37 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

$$a_1 = \sqrt{k \cdot p_2 \cdot v_{2t}} = \sqrt{1,276 \cdot 3500 \cdot 37} = 406 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Число Маха:

У корня

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_{1t}} = \frac{471}{406} = 1,16.$$

На среднем диаметре

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_{1t}} = \frac{405}{406} = 1,00.$$

У периферии

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_{1t}} = \frac{361}{406} = 0,89.$$

14. Выбор профиля сопловой решетки.

Течение околосзвуковое, что обуславливает профиль типа Б, а именно С 9015Б с характеристиками:  $\alpha = 0,7 \dots 0,85$  – относительным шагом;  $M = 0,8 \dots 1,15$ ;  $\alpha_l = 15^\circ$  – угол выхода потока,  $b_l = 52$  мм – хорда профиля.

15. Примем коэффициент потерь  $\xi_c = 0,04$  и степень парциальности  $e = 1$ .

16. Потери в сопловой решетке

$$\Delta h_c = \xi_c \cdot \bar{H}_0 = 0,04 \cdot 142,5 = 5,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

17. Коэффициент потерь

$$\psi = \sqrt{1 - \xi_c} = \sqrt{1 - 0,04} = 0,98.$$

Действительная скорость на выходе из сопл:

У корня

$$c_1 = \psi \cdot c_{1t} = 0,98 \cdot 471 = 462 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

На среднем диаметре

$$c_1 = \psi \cdot c_{1t} = 0,98 \cdot 405 = 397 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

У периферии

$$c_1 = \psi \cdot c_{1t} = 0,98 \cdot 361 = 354 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

18. Построим треугольники скоростей рис.20.

Для рассматриваемого примера:

	$w_1, \text{м/с}$	$\beta_1$
Корень	224	38
Средний диаметр	156	52
Периферия	118	75

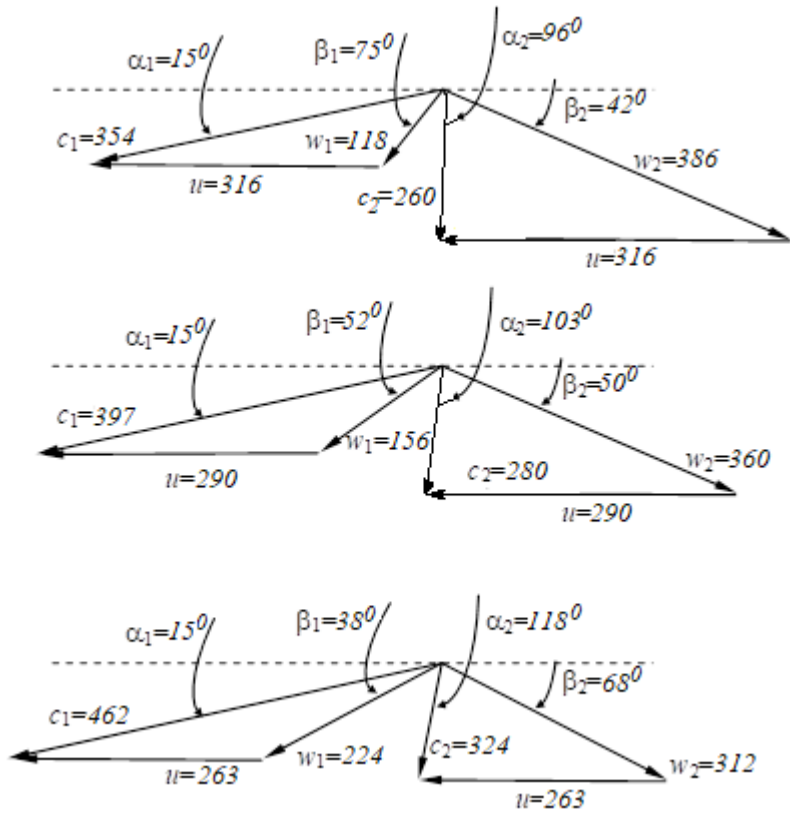


Рис.20. Треугольники скоростей и профиль крутки лопаток последней ступени

19. Площадь сечения сопловой решетки у корня,

$$F_1 = \frac{D \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}} = \frac{35,5 \cdot 30}{0,99 \cdot 462} = 2,33 \text{ м}^2.$$

Принимаем коэффициент расхода  $\mu_1 = 0,99$ .

20. Число сопловых лопаток

$$z = \frac{\pi \cdot d_k \cdot e}{b_1 \cdot \bar{t}} = \frac{3,14 \cdot 1478 \cdot 1}{52 \cdot 0,8} = 112.$$

21. Располагаемый теплоперепад рабочей решетки:

У корня

$$h_{0p} = \theta \cdot \bar{H}_0 = 0,2 \cdot 139 = 27,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

На среднем диаметре

$$h_{0p} = \theta \cdot \bar{H}_0 = 0,41 \cdot 139 = 57,0 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

У периферии

$$h_{0p} = \theta \cdot \bar{H}_0 = 0,53 \cdot 139 = 73,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

22. Теоретическая скорость пара на выходе из рабочей решетки:

У корня

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot h_{0p} \cdot 10^3 + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 27800 + 224^2} = 325 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

На среднем диаметре

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot h_{0p} \cdot 10^3 + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 57000 + 156^2} = 372 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

У периферии

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot h_{0p} \cdot 10^3 + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 73700 + 118^2} = 402 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

23. Коэффициент потерь энергии рабочей решетке  $\xi_p = 0,083$ .

$$\psi = \sqrt{1 - \xi_p} = \sqrt{1 - 0,083} = 0,96$$

Действительная скорость пара на выходе из рабочей решетки:

У корня

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t} = 0,96 \cdot 325 = 312 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

На среднем диаметре

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t} = 0,96 \cdot 375 = 360 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

У периферии

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t} = 0,96 \cdot 402 = 386 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

24. Эффективный угол выхода из рабочей решетки:

У корня

$$\beta_{23} = \arcsin \alpha_1 \cdot \frac{w_{1t}}{v_{1t}} \cdot \frac{v_{2t}}{w_{t2}} = \arcsin \alpha_1 \frac{224}{30} \cdot \frac{37}{312} = 62,2^\circ.$$

На среднем диаметре

$$\beta_{23} = \arcsin \alpha_1 \cdot \frac{w_{1t}}{v_{1t}} \cdot \frac{v_{2t}}{w_{t2}} = \arcsin \alpha_1 \frac{156}{23} \cdot \frac{37}{360} = 44,2^\circ.$$

У периферии

$$\beta_{23} = \arcsin \alpha_1 \cdot \frac{w_{1t}}{v_{1t}} \cdot \frac{v_{2t}}{w_{t2}} = \arcsin \alpha_1 \frac{118}{19} \cdot \frac{37}{386} = 36,5^\circ.$$

25. Угол выхода из рабочей решетки с учетом поправки на косой срез:

У корня

$$\beta_2 = \beta_{23} + \delta = 62,2 + 5,8 = 68^\circ.$$

На среднем диаметре

$$\beta_2 = \beta_{23} + \delta = 44,2 + 5,8 = 50^\circ.$$

У периферии

$$\beta_2 = \beta_{23} + \delta = 36,5 + 5,5 = 42^\circ.$$

26. Из треугольника скоростей (рис.20) определим скорость выхода рабочей решетки  $c_2$  м/с и угол выхода  $\alpha_2$ .

Для рассматриваемого примера:

	$c_2, \text{ м/с}$	$\alpha_2$
Корень	324	118
Средний диаметр	280	103
Периферия	260	96

Выбираем профиль рабочей решетки Р 3525Б. Определяют его характеристики:  $\bar{t} = 0,6$  – относительный шаг; Число Маха;  $b_2 = 25 \text{ мм}$  – хорду;  $W_{\min} = 0,159$  – минимальный момент сопротивления профиля,  $\text{см}^3$ .

27. Площадь проходного сечения рабочей решетки у корня

$$F_2 = \frac{D \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot c_{1t}} = \frac{35,5 \cdot 37}{0,99 \cdot 471} = 2,82 \text{ м}^2.$$

Принимаем коэффициент расхода  $\mu_2 = 0,99$ .

28. Число рабочих лопаток

$$z = \frac{\pi \cdot d_k \cdot e}{b_2 \cdot \bar{t}} = \frac{3,14 \cdot 1478 \cdot 1}{25 \cdot 0,6} = 309 \text{ шт.}$$

29. Относительные потери в ступени на трение

$$\begin{aligned} \xi_{\text{тр}} &= k_{\text{тр}} \frac{d_{\text{ср}}^2}{\sqrt{F_1 \cdot F_2}} \cdot \left( \frac{u_{\text{ср}}}{c_{\phi}} \right)^3 = 0,0005 \frac{1,988^2}{\sqrt{2,33 \cdot 2,82}} \cdot \left( \frac{290}{527} \right)^3 = \\ &= 0,00013 \\ u_{\text{ср}} &= \frac{263 + 290 + 316}{3} = 290 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Относительные потери в ступени с выходной скоростью

$$\xi_{\text{св}} = \frac{\Delta H_{\text{вс}}}{H_0} = \frac{41}{139} = 0,3.$$

Потери с выходной скоростью

$$\begin{aligned} \Delta H_{\text{вс}} &= \frac{c_{2\text{ср}}^2}{2} = \frac{(288)^2}{2} = 41472 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} = 41 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \\ c_{2\text{ср}} &= \frac{324 + 280 + 260}{3} = 288 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \end{aligned}$$

30. Использованный теплоперепад в ступени

$$H_{\text{и}} = H_0 (1 - \xi_{\text{тр}} - \xi_{\text{св}}) = 102,5 \cdot (1 - 0,00013 - 0,3) = 72 \text{ кДж.}$$

31. Внутренняя мощность ступени

$$P = D \cdot H_{\text{и}} = 35,5 \cdot 72 = 2556 \text{ Вт} = 2,6 \text{ кВт.}$$

32. Внутренний относительный КПД ступени

$$\eta_{0i} = \frac{H_{\text{и}}}{H_0} = \frac{72}{102,5} = 0,7.$$

33. Результаты расчета последней ступени сводят в таблицу, табл.12.

Таблица 12. Сводная таблица результатов расчетов последней ступени

№	Наименование	Размерность	Решетка	
			Сопло- вая	Рабо- чая
1	2	3	4	5
1	Расход пара, $D$	кг/с	35,5	
2	Начальное давление, $p_0$	МПа	0,0079	
3	Энтальпия пара на входе в ступень, $h_0$	кДж/кг	2295	
4	Располагаемый теплоперепад ступени, $H_0$	кДж/кг	102,5	
5	Располагаемый теплоперепад на ступени от параметров торможения, $\bar{H}_0$	кДж/кг	142,5	
6	Ометаемая площадь выхода, $\Omega$	м <sup>2</sup>	4,9	
7	Скорость пара на выходе из ступень, $c_2$	м/с	270	
8	Скорость пара на входе в ступень, $c_0$	м/с	200	
9	Потеря энергии с выходной скоростью, $\Delta H_{в.с}$	кДж/кг	41	
10	Описанный (периферийный) диаметр, $d_{п}$	м	2,498	
11	Высота лопаток, $l$	мм	510	510
12	Средний диаметр, $d_{ср}$	м	1,988	
13	Корневой диаметр, $d_{к}$	м	1,478	
14	Степень реакции, $\theta$	корень	0,2	
		среднее сечение	0,41	
		периферия	0,53	
15	Располагаемый теплоперепад решетки, $h_{0г}$	корень	111	27,8
		среднее сечение	82	57
		периферия	65	73,7
16	Фиктивная скорость, $c_{ф}$	м/с	527	



Продолжение табл. 12

1	2		3	4	
17	Отношение скоростей, $u/c_\phi$	корень	–	0,5	
		среднее сечение		0,55	
		периферия		0,6	
18	Окружная скорость, $u$	корень	м/с	263	
		среднее сечение		290	
		периферия		316	
19	Теоретическая скорость выхода, $c_{1t}, w_{2t}$	корень	м/с	471	325
		среднее сечение		405	372
		периферия		361	402
20	Число Маха, $M$	корень	–	1,16	
		среднее сечение		1	
		периферия		0,89	
21	Решетка	тип		С-9015Б	Р-3525Б
22	Относительный шаг, $\bar{t}$	–	0,8	0,6	
23	Степень парциальности, $e$	–	1		
24	Минимальный момент сопротивления, $W_{\min}$	см <sup>3</sup>	–	0,159	
25	Коэффициент потерь, $\xi$	От.ед.	0,04	0,03	
26	Действительная скорость выхода, $c_1, w_2$	корень	м/с	324	312
		среднее сечение		280	360
		периферия		260	386
27	Скорость выхода, $w_1, c_2$	корень	м/с	224	324
		среднее сечение		156	280
		периферия		118	260
28	Угол, $\beta_1, \alpha_2$	корень	°	38	118
		среднее сечение		52	103
		периферия		75	96
29	Угол, $\alpha_1, \beta_2$	корень	°	15	68
		среднее сечение		15	50
		периферия		15	42

Окончание табл. 12

1	2	3	4	5	6
30	Коэффициент расхода, $\mu$		–	0,99	0,99
31	Выходная площадь у корня, $F$		м <sup>2</sup>	2,33	3,82
32	Число лопаток, $z$		шт.	112	309
33	Относительные потери с выходной скоростью, $\xi_{в.с}$		От.ед.	0,3	
34	Относительные потери на трение, $\xi_{тр}$		От.ед.	0,000013	
35	Использованный теплоперепад в ступени, $\bar{H}_e$		кДж/кг	72	
36	Внутренняя мощность ступени, $P$		МВт	2,6	
37	Внутренний относительный КПД ступени, $\eta_{0i}$		–	0,7	

## 7. Расчет на прочность рабочих лопаток последней ступени

1. Исходные данные:

Расход пара через ступень  $D$ , кг/с.

Описанный (периферийный) диаметр,  $d_n$ , м.

Средний диаметр,  $d_{ср}$ .

Высота рабочих лопаток,  $l_2$ , м.

Давление на входе  $p_1$ , Мпа.

Давление на выходе  $p_2$ , Мпа.

Число лопаток,  $z$ .

Минимальный момент сопротивления профиля  $W_{min}$ , см<sup>3</sup>.

2. Окружное усилие на одну лопатку определяют для трех сечений, Н:

$$R_u = D(w_1 \cdot \cos\beta_1 + w_2 \cdot \cos\beta_2). \quad (133)$$

3. Осевое усилие на одну лопатку определяют для наиболее нагруженного сечения, Н:

$$R_a \approx \frac{D}{z}(c_{1a} + c_{2a}) + \frac{\pi \cdot d_{\text{п}} \cdot l_2}{z}(p_1 - p_2). \quad (134)$$

В этом выражении  $(p_1 - p_2)$  и  $(c_{1a} + c_{2a})$  учитывает влияние давления и скорости на осевую составляющую усилия соответственно.

где  $p_1$  и  $p_2$  – давление в Па перед рабочей решеткой и за ней соответственно;

$c_{1a}$  и  $c_{2a}$  определяют при помощи треугольников скоростей, рис.20 и 21:

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1. \quad (135)$$

$$c_{2a} = c_2 \cdot \sin \alpha_2. \quad (136)$$

4. Полное усилие на лопатку, Н:

$$R = \sqrt{R_u^2 + R_a^2}. \quad (137)$$

5. Изгибающие напряжения в лопатке, МПа:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{R \cdot l_2}{2 \cdot z \cdot e \cdot W_{\text{min}}}. \quad (138)$$

6. Напряжения от центробежных сил в корневом сечении лопатки, Мпа:

$$\sigma_0 = 0,5 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot d_{\text{ср}} \cdot l_2 \cdot 10^{-6}. \quad (139)$$

где:  $\rho$  – плотность стали;

$\omega$ , рад/с – угловая скорость.

7. Коэффициент разгрузки:

$$k = 1 - 0,8 \cdot \frac{3 \cdot \frac{d_{\text{ср}}}{l_2} + 1}{6 \cdot \frac{d_{\text{ср}}}{l_2}}. \quad (140)$$

8. Напряжения от центробежных сил в лопатке, МПа:

$$\sigma = k \cdot \sigma_0. \quad (141)$$

9. Полное напряжение в лопатке, МПа:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{изг}} + \sigma. \quad (142)$$

10. В соответствии с рекомендациями (например, приложений 3) подбирают марку стали. Затем оценивают возможность ее работы. Следует помнить, что, как правило, чем прочнее сталь, тем и дороже.

Для определения минимального допускаемого напряжения следует пользоваться таблицей 13.

Таблица 13. Определение минимального допускаемого напряжения

Материал		Формула
Углеродистая теплоустойчивая сталь	и	$\frac{\sigma_{B/t}}{2,4}, \frac{\sigma_{0,2/t}}{1,5}, \frac{\sigma_{10^5/t}}{1,0}$
Аустенитная хромоникелевая сталь	и	$\frac{\sigma_B}{3,0}, \frac{\sigma_{1,0/t}}{1,5}, \frac{\sigma_{10^5/t}}{1,5}$
Чугун графитом	с шаровидным	$\frac{\sigma_B}{4,8}, \frac{\sigma_{0,2}}{3,0}$

Выбранная сталь отвечает требованиям в том случае, когда выполняется условие

$$\sigma_{\Sigma} < [\sigma]_{\text{доп}} = [\sigma]_{\text{мин}}$$

Следует учитывать температурные условия работы. В случае расчетов последней лопатки конденсационной турбины температуры обычно не превышают 20...40 °С, а в диапазоне 20...150 °С прочностные свойства сталей практически неизменны.

11. Результаты расчетов сводят в таблицу.

### Пример

1. Исходные данные:

Расход пара через ступень  $D=35,5$ , кг/с.

Описанный (периферийный) диаметр,  $d_n=2,5$ , м.

Средний диаметр,  $d_{cp}=1,988$  м.

Высота рабочих лопаток,  $l_2=0,51$ , м.

Давление на входе  $p_1=0,0045$ , МПа.

Давление на выходе  $p_2=0,0035$ , МПа.

Число лопаток,  $z=309$ .

Минимальный момент сопротивления профиля  $W_{\min}=0,159 \text{ см}^3$ .

2. Окружное усилие на одну лопатку определяют для трех сечений

У корня

$$R_u = D(w_1 \cdot \cos\beta_1 + w_2 \cdot \cos\beta_2) = 35,5 \cdot (224 \cdot \cos 38 + 312 \cdot \cos 68) = 10437 \text{ Н.}$$

На среднем диаметре

$$R_u = D(w_1 \cdot \cos\beta_1 + w_2 \cdot \cos\beta_2) = 35,5 \cdot (156 \cdot \cos 52 + 360 \cdot \cos 50) = 11622 \text{ Н.}$$

У периферии

$$R_u = D(w_1 \cdot \cos\beta_1 + w_2 \cdot \cos\beta_2) = 35,5 \cdot (118 \cdot \cos 75 + 386 \cdot \cos 42) = 11283 \text{ Н.}$$

3. Осевое усилие на одну лопатку определяют для наиболее нагруженного сечения

$$R_a \approx \frac{D}{z} (c_{1a} + c_{2a}) + \frac{\pi \cdot d_{\text{п}} \cdot l_2}{z} (p_1 - p_2) = \frac{35,5}{309} \cdot 406 + \frac{3,14 \cdot 2,498 \cdot 0,51}{309} \cdot (4500 - 3500) = 59,6 \text{ Н.}$$

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin\alpha_1 = 462 \cdot \sin 15 = 120.$$

$$c_{2a} = c_2 \cdot \sin\alpha_2 = 324 \cdot \sin 118 = 286.$$

$$c_{1a} + c_{2a} = 120 + 286 = 406.$$

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin\alpha_1 = 397 \cdot \sin 15 = 103.$$

$$c_{2a} = c_2 \cdot \sin\alpha_2 = 280 \cdot \sin 103 = 273.$$

$$c_{1a} + c_{2a} = 103 + 273 = 376.$$

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin\alpha_1 = 364 \cdot \sin 15 = 94.$$

$$c_{2a} = c_2 \cdot \sin\alpha_2 = 260 \cdot \sin 96 = 259.$$

$$c_{1a} + c_{2a} = 94 + 259 = 353.$$

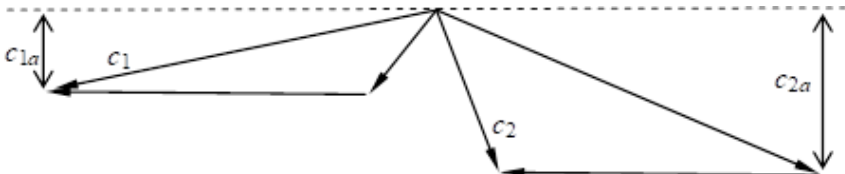


Рис.21. К определению поправки на скорость

4. Полное усилие на лопатку

$$R = \sqrt{R_u^2 + R_a^2} = \sqrt{11622^2 + 59,6^2} = 11622 \text{ Н.}$$

5. Изгибающие напряжения в лопатке

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{R \cdot l_2}{2 \cdot z \cdot e \cdot W_{\text{min}}} = \frac{11622 \cdot 0,51}{2 \cdot 309 \cdot 1 \cdot 0,159} = 60 \text{ МПа.}$$

6. Напряжения от центробежных сил в корневом сечении лопатки

$$\begin{aligned} \sigma_0 &= 0,5 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot d_{\text{cp}} \cdot l_2 \cdot 10^{-6} = \\ &= 0,5 \cdot 7800 \cdot 314^2 \cdot 1,988 \cdot 0,51 \cdot 10^{-6} = 390 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

где  $\rho=7800 \text{ кг/м}^3$  – плотность стали;

$\omega$ , рад/с – угловая скорость.

$$\omega = 2\pi n = 2 \cdot 3,14 \cdot 50 = 314 \text{ рад/с.}$$

7. Коэффициент разгрузки

$$k = 1 - 0,8 \cdot \frac{3 \cdot \frac{d_{\text{cp}}}{l_2} + 1}{6 \cdot \frac{d_{\text{cp}}}{l_2}} = 1 - 0,8 \cdot \frac{3 \cdot \frac{1,988}{0,51} + 1}{6 \cdot \frac{1,988}{0,51}} = 0,57.$$

8. Напряжения от центробежных сил в лопатке

$$\sigma = k \cdot \sigma_0 = 0,57 \cdot 390 = 222 \text{ МПа.}$$

9. Полное напряжение в лопатке

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{изг}} + \sigma = 60 + 222 = 282 \text{ МПа.}$$

Для углеродистой, жаропрочной стали мартенситно-ферритного класса 20X13 (выбрана для настоящего примера в качестве материала лопаток) с временным пределом прочности  $\sigma_B=720 \text{ МПа}$  минимальное допускаемое напряжение составит

$$[\sigma]_{\text{min}} = \frac{\sigma_0}{2,4} = \frac{720}{2,4} = 300 \text{ МПа.}$$

Таблица 13. Пример расчета на прочность рабочей лопатки

№	Наименование	Размерность	Значение	
1	2	3	4	
2	Окружное усилие на одну лопатку, $R_u$	Н	корень	10437
			средний диаметр	11622
			периферия	11283
2	Осевое усилие на одну лопатку, $R_a$	Н	59,6	
3	Полное усилие на лопатку, $R$	Н	11622	
4	Изгибающие напряжения в лопатке, $\sigma_{изг}$	МПа	60	
5	Напряжения от центробежных сил в корневом сечении лопатки, $\sigma_0$	МПа	390	
6	Коэффициент разгрузки, $k$	–	0,56	
7	Напряжения от центробежных сил в лопатке, $\sigma$	МПа	222	
8	Полное напряжение в лопатке, $\sigma_\Sigma$	МПа	282	
9	Материал лопатки	сталь	20X13	
10	Минимальное допускаемое напряжение, $[\sigma]_{min}$	МПа	300	

## Библиографический список

1. Щегляев А.В. Паровые турбины. – М.: Энергеия, 1976. – 368 с.
2. Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы: Справочник / Под общ. Ред. Чл.-корр. РАН А.В.Клименко и проф. В.М.Зорина. – М.: Изд-во МЭИ, 1999. – 528 с.
3. Щинников П.А. Расчет паровой турбины: учебное пособие. - Новосибирск, 2012 -73с.
4. Варечкин Ю.В., Батялов А.А., Храмов М.Ю. – Судовые турбомашинны: учебное пособие. – Н.Новгород: ВГАВТ, 2010. -140с.
5. Варечкин Ю.В., Батялов А.А., Храмов М.Ю. – Судовые турбомашинны: методические указания. – Н.Новгород: ВГАВТ, 2008. -18с.



## Приложения

### Приложение 1

#### Варианты заданий

	$N_э, Вт$	$p, бар$	$t_0, ^\circ C$	$p_к, бар$	$t_{нв}, ^\circ C$	$n, с^{-1}$
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>
1	50	90	540	0,03	218	50
2	51	80	540	0,04	217	50
3	52	100	540	0,05	219	50
4	49	70	540	0,035	213	50
5	50	95	540	0,045	214	50
6	48	85	540	0,04	215	45
7	47	75	540	0,03	216	45
8	45	60	540	0,03	213	45
9	46	65	540	0,03	214	45
10	45	55	540	0,035	212	45
11	49	90	530	0,045	218	45
12	48	80	530	0,04	217	45
13	55	100	530	0,045	220	55
14	52	70	530	0,03	214	55
15	54	95	530	0,05	216	55
16	53	85	530	0,045	215	55
17	52	75	530	0,035	215	55
18	51	60	530	0,035	212	55
19	50	65	530	0,035	212	55
20	49	55	530	0,03	211	50
21	54	90	520	0,04	217	50
22	48	80	520	0,04	216	45
23	54	100	520	0,05	219	55
24	47	70	520	0,035	218	45
25	49	95	520	0,045	219	45
26	46	85	520	0,04	216	45
27	46	75	520	0,03	215	45
28	45	60	520	0,03	214	45
29	45	65	520	0,03	214	45
30	46	55	520	0,03	211	45
31	49	90	550	0,035	217	50

Продолжение прил. 1.

1	2	3	4	5	6	7
32	48	80	550	0,045	214	50
33	53	100	550	0,05	218	55
34	47	70	550	0,03	212	45
35	51	95	550	0,045	216	50
36	50	85	550	0,035	215	50
37	48	75	550	0,035	214	50
38	45	60	550	0,03	213	45
39	46	65	550	0,03	212	45
40	45	55	550	0,03	211	45
41	48	90	525	0,04	215	50
42	47	80	525	0,04	214	50
43	53	100	525	0,045	217	55
44	50	70	525	0,035	214	55
45	52	95	525	0,04	215	55
46	51	85	525	0,035	214	55
47	48	75	525	0,035	213	50
48	46	60	525	0,03	212	45
49	47	65	525	0,03	212	45
50	45	55	525	0,03	211	45
51	51	90	535	0,04	213	50
52	50	80	535	0,04	214	50
53	55	100	535	0,05	215	50
54	49	70	535	0,04	212	50
55	51	95	535	0,05	214	50
56	50	85	535	0,045	213	50
57	47	75	535	0,04	212	45
58	46	60	535	0,035	211	45
59	47	65	535	0,035	211	45
60	46	55	535	0,035	211	45
61	50	90	545	0,05	214	50
62	49	80	545	0,045	214	50
63	54	100	545	0,045	216	55
64	51	70	545	0,04	214	55
65	52	95	545	0,045	215	55

Окончание прил. 1.

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>
66	51	85	545	0,045	215	55
67	50	75	545	0,04	213	55
68	48	60	545	0,03	212	50
69	49	65	545	0,03	211	50
70	45	55	545	0,03	211	45
71	48	90	555	0,05	214	50
72	47	80	555	0,035	213	45
73	53	100	555	0,05	215	55
74	49	70	555	0,035	213	50
75	52	95	555	0,05	214	50
76	51	85	555	0,045	214	50
77	48	75	555	0,035	213	50
78	47	60	555	0,035	211	50
79	48	65	555	0,045	211	50
80	46	55	555	0,03	211	50

## Термодинамические свойства воды и перегретого пара

t	p = 0,01 бар				p = 0,02 бар				p = 0,03 бар				p = 0,04 бар			
	v	h	s		v	h	s		v	h	s		v	h	s	
°C	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	кДж/(кг·К)	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	кДж/(кг·К)	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	кДж/(кг·К)	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	кДж/(кг·К)
0	0,00102	0,0	-0,001		0,001	0,0	-0,0010		0,001	0,0	-0,0001		0,0010	0,0	-0,0001	
10	130,60	2519,5	8,995		0,0010002	42,0	0,1510		0,0010002	42,0	0,1510		0,0010002	42,0	0,1510	
20	135,23	2538,1	9,060		67,58	2537,8	8,7396		0,0010017	83,9	0,2963		0,0010017	83,9	0,2963	
40	144,47	2575,5	9,1837		72,21	2575,3	8,8632		48,13	2575,0	8,6755		36,08	2574,8	8,5421	
80	162,95	2650,6	9,4093		81,46	2650,4	9,0891		54,30	2650,3	8,9016		40,72	2650,2	8,7685	
120	181,42	2726,2	9,6122		90,70	2726,1	9,2921		60,46	2726,0	9,1048		45,34	2726,0	8,9718	
160	199,89	2802,6	9,7971		99,94	2802,5	9,4771		66,62	2802,4	9,2898		49,96	2802,4	9,1570	
200	218,3	2879,7	9,9674		109,17	2879,7	9,6475		72,78	2879,6	9,4603		54,58	2879,6	9,3274	
240	236,8	2957,7	10,1257		118,40	2957,7	9,8058		78,93	2957,7	9,6186		59,20	2957,6	9,4858	
280	255,3	3036,7	10,2739		127,64	3036,7	9,9539		85,09	3036,6	9,7668		63,81	3036,6	9,6340	
320	273,7	3116,6	10,4134		136,87	3116,6	10,0934		91,24	3116,6	9,9063		68,43	3116,6	9,7735	
360	292,2	3197,5	10,5454		146,10	3197,5	10,2255		97,40	3197,5	10,0383		73,05	3197,5	9,9055	
400	310,7	3279,5	10,6709		155,33	3279,5	10,351		103,55	3279,5	10,164		77,66	3279,5	10,001	
440	329,1	3362,4	10,790		164,56	3362,4	10,470		109,70	3362,4	10,288		82,28	3362,4	10,150	
480	347,6	3446,5	10,905		173,8	3446,5	10,585		115,86	3446,5	10,398		86,89	3446,5	10,265	
520	366,0	3531,7	11,015		183,0	3531,7	10,695		122,01	3531,6	10,508		91,51	3531,6	10,375	
560	384,50	3618,0	11,121		192,2	3617,9	10,802		128,17	3617,9	10,614		96,12	3617,9	10,482	
600	402,96	3705,3	11,224		201,5	3705,3	10,904		134,32	3705,3	10,717		100,74	3705,3	10,584	

t	p = 0,05 бар				p = 0,06 бар				p = 0,07 бар				p = 0,08 бар				
	v	h	s	$\frac{v_{Дж/кг}}{v_{кр-К}}$	v	h	s	$\frac{v_{Дж/кг}}{v_{кр-К}}$	v	h	s	$\frac{v_{Дж/кг}}{v_{кр-К}}$	v	h	s	$\frac{v_{Дж/кг}}{v_{кр-К}}$	
°C	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/кг	(кр-К)	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/кг	(кр-К)	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/кг	(кр-К)	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/кг	(кр-К)	
0	0,0010002	0,0	-0,0001	0,0010002	0,0	-0,0001	0,0010002	0,0	-0,0001	0,0010002	0,0	-0,0001	0,0010002	0,0	-0,0001	0,0010002	0,0
10	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0
20	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9
30	0,0010043	126,7	0,4365	0,0010043	125,7	0,4365	0,0010043	125,7	0,4365	0,0010043	125,7	0,4365	0,0010043	125,7	0,4365	0,0010043	125,7
40	28,86	2574,6	8,4385	24,04	2574,3	8,3537	20,60	2574,1	8,2819	0,0010078	167,4	0,5721	0,0010078	167,4	0,5721	0,0010078	167,4
80	32,57	2650,0	8,6652	27,13	2649,9	8,5808	23,25	2649,7	8,5093	20,34	2649,6	8,4474	20,34	2649,6	8,4474	20,34	2649,6
120	36,27	2725,9	8,8687	30,22	2725,8	8,7843	25,90	2725,7	8,7130	22,66	2725,6	8,6512	22,66	2725,6	8,6512	22,66	2725,6
160	39,97	2802,3	9,0539	33,30	2802,3	8,9696	28,54	2802,2	8,8984	24,97	2802,1	8,8366	24,97	2802,1	8,8366	24,97	2802,1
200	43,66	2879,5	9,2244	36,38	2879,5	9,1402	31,18	2879,5	9,0689	27,28	2879,4	9,0072	27,28	2879,4	9,0072	27,28	2879,4
240	47,36	2957,6	9,3828	39,46	2957,6	9,2986	33,82	2957,5	9,2274	29,59	2957,5	9,1657	29,59	2957,5	9,1657	29,59	2957,5
280	51,05	3036,6	9,5310	42,54	3036,6	9,4468	36,46	3036,5	9,3756	31,90	3036,5	9,3139	31,90	3036,5	9,3139	31,90	3036,5
320	54,74	3116,5	9,6705	45,62	3116,5	9,5863	39,10	3116,5	9,5151	34,21	3116,5	9,4535	34,21	3116,5	9,4535	34,21	3116,5
360	58,44	3197,5	9,8025	48,70	3197,4	9,7184	41,74	3197,4	9,6472	36,52	3197,4	9,5855	36,52	3197,4	9,5855	36,52	3197,4
400	62,13	3279,4	9,9280	51,77	3279,4	9,8439	44,38	3279,4	9,7727	38,83	3279,4	9,7111	38,83	3279,4	9,7111	38,83	3279,4
440	65,82	3362,4	10,048	54,85	3362,4	9,9637	47,01	3362,4	9,8925	41,14	3362,4	9,8309	41,14	3362,4	9,8309	41,14	3362,4
480	69,51	3446,5	10,162	57,93	3446,5	10,078	49,65	3446,5	10,007	43,44	3446,5	9,9456	43,44	3446,5	9,9456	43,44	3446,5
520	73,21	3531,7	10,273	61,00	3531,7	10,188	52,29	3531,6	10,117	45,75	3531,6	10,056	45,75	3531,6	10,056	45,75	3531,6
560	76,90	3617,9	10,379	64,08	3617,9	10,295	54,93	3617,9	10,223	48,06	3617,9	10,162	48,06	3617,9	10,162	48,06	3617,9
600	80,59	3705,3	10,481	67,16	3705,3	10,397	57,56	3705,3	10,326	50,37	3705,3	10,264	50,37	3705,3	10,264	50,37	3705,3

t	p = 0,09 бар				p = 0,10 бар				p = 0,20 бар				p = 0,30 бар			
	v	h	s	$\kappa_{Дж/кг}$ (кг·К)	v	h	s	$\kappa_{Дж/кг}$ (кг·К)	v	h	s	$\kappa_{Дж/кг}$ (кг·К)	v	h	s	$\kappa_{Дж/кг}$ (кг·К)
0	0,0010002	0,0	-0,0001	0,0010002	0,0	-0,0001	0,0010002	0,0	-0,0001	0,0010002	0,0	-0,0001	0,0010002	0,0	-0,0001	0,0010002
20	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017
40	0,0010078	167,4	0,5721	0,0010078	167,4	0,5721	0,0010078	167,5	0,5721	0,0010078	167,5	0,5721	0,0010078	167,5	0,5721	0,0010078
50	16,53	2592,6	8,2243	14,87	2592,3	8,1752	0,0010121	209,3	0,7035	0,0010121	209,3	0,7035	0,0010121	209,3	0,7035	0,0010121
60	17,05	2611,5	8,2821	15,34	2611,3	8,2331	0,0010171	251,1	0,8310	0,0010171	251,1	0,8310	0,0010171	251,1	0,8310	0,0010171
80	18,08	2649,4	8,3927	16,27	2649,3	8,3437	8,119	2647,8	8,0205	8,119	2647,8	8,0205	5,402	2646,3	7,8301	5,402
120	20,14	2725,5	8,5967	18,12	2725,4	8,5479	9,052	2724,4	8,2261	9,052	2724,4	8,2261	6,027	2723,5	8,0371	6,027
160	22,20	2802,1	8,7822	19,98	2802,0	8,7334	9,980	2801,3	8,4124	9,980	2801,3	8,4124	6,649	2800,7	8,2241	6,649
200	24,25	2879,4	8,9528	21,82	2879,3	8,9041	10,907	2878,8	8,5834	10,907	2878,8	8,5834	7,268	2878,4	8,3956	7,268
240	26,30	2957,5	9,1113	23,67	2957,4	9,0626	11,832	2957,0	8,7422	11,832	2957,0	8,7422	7,885	2956,7	8,5545	7,885
280	28,36	3036,5	9,2595	25,52	3036,5	9,2109	12,757	3036,1	8,8906	12,757	3036,1	8,8906	8,502	3035,9	8,7031	8,502
320	30,41	3116,4	9,3991	27,37	3116,4	9,3504	13,681	3116,2	9,0302	13,681	3116,2	9,0302	9,119	3115,9	8,8428	9,119
360	32,46	3197,4	9,5312	29,22	3197,4	9,4825	14,605	3197,1	9,1624	14,605	3197,1	9,1624	9,735	3197,0	8,9750	9,735
400	34,51	3279,4	9,6567	31,06	3279,4	9,6081	15,529	3279,2	9,2880	15,529	3279,2	9,2880	10,351	3279,0	9,1007	10,351
440	36,57	3362,4	9,7765	32,91	3362,4	9,7279	16,45	3362,2	9,4078	16,45	3362,2	9,4078	10,967	3362,1	9,2205	10,967
480	38,62	3446,5	9,8912	34,76	3446,4	9,8426	17,38	3446,3	9,5225	17,38	3446,3	9,5225	11,583	3446,2	9,3353	11,583
520	40,67	3531,6	10,001	36,60	3531,6	9,9527	18,30	3531,5	9,6327	18,30	3531,5	9,6327	12,199	3531,4	9,4455	12,199
560	42,72	3617,9	10,107	38,45	3617,9	10,059	19,22	3617,8	9,7388	19,22	3617,8	9,7388	12,81	3617,7	9,5516	12,81
600	44,77	3705,2	10,210	40,29	3705,2	10,161	20,15	3705,1	9,8413	20,15	3705,1	9,8413	13,43	3705,1	9,6541	13,43

t	p = 0,40 бар			p = 0,50 бар			p = 0,60 бар			p = 0,70 бар		
	v	h	s	v	h	s	v	h	s	v	h	s
°C	м³/кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	м³/кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	м³/кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	м³/кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)
0	0,0010002	0,0	-0,0001	0,0010002	0,0	-0,0001	0,0010002	0,0	-0,0001	0,0010002	0,0	-0,0001
10	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,1	0,1510
30	0,0010043	125,7	0,4365	0,0010043	125,7	0,4365	0,0010043	125,7	0,4365	0,0010043	125,7	0,4365
70	0,0010228	293,0	0,9548	0,0010228	293,0	0,9548	0,0010228	293,0	0,9548	0,0010228	293,0	0,9548
80	4,044	2644,9	7,6940	0,0010292	334,9	1,0752	0,0010292	334,9	1,0752	0,0010292	334,9	1,0752
90	4,162	2664,4	7,7485	3,324	2663,0	7,6425	2,765	2661,7	7,5554	2,366	2660,3	7,4813
120	4,515	2722,6	7,9025	3,608	2721,7	7,7977	3,003	2720,7	7,7116	2,571	2719,7	7,6386
160	4,983	2800,1	8,0903	3,983	2799,5	7,9862	3,317	2798,8	7,9009	2,841	2798,2	7,8286
200	5,448	2877,9	8,2621	4,356	2877,5	8,1584	3,628	2877,0	8,0735	3,108	2876,6	8,0017
240	5,912	2956,4	8,4213	4,728	2956,1	8,3178	3,938	2955,7	8,2332	3,374	2955,4	8,1615
280	6,375	3035,6	8,5700	5,099	3035,4	8,4667	4,248	3035,1	8,3822	3,640	3034,8	8,3106
320	6,838	3115,8	8,7098	5,469	3115,5	8,6066	4,557	3115,3	8,5222	3,905	3115,1	8,4508
360	7,300	3196,8	8,8421	5,839	3196,6	8,7389	4,865	3196,5	8,6545	4,170	3196,3	8,5832
400	7,763	3258,9	8,9678	6,209	3278,7	8,8646	5,174	3278,6	8,7803	4,434	3278,4	8,7090
440	8,225	3362,0	9,0877	6,579	3361,9	8,9845	5,482	3361,7	8,9003	4,698	3361,6	8,8290
480	8,687	3446,1	9,2024	6,949	3446,0	9,0993	5,790	3445,9	9,0151	4,962	3445,8	8,9438
520	9,149	3531,3	9,3127	7,318	3531,2	9,2096	6,098	3531,1	9,1254	5,227	3531,0	9,0541
560	9,610	3617,6	9,4188	7,688	3617,5	9,3157	6,406	3617,4	9,2315	5,491	3617,3	9,1603
600	10,07	3705,0	9,5212	8,057	3704,9	9,4182	6,714	3704,8	9,3340	5,755	3704,8	9,2628

t	p = 0,80 бар				p = 0,90 бар				p = 1,00 бар				p = 2,00 бар				
	v	h	s	$\frac{v}{\text{кг·К}}$	v	h	s	$\frac{v}{\text{кг·К}}$	v	h	s	$\frac{v}{\text{кг·К}}$	v	h	s	$\frac{v}{\text{кг·К}}$	
0	0,0010002	0,0	-0,0001	0,0010002	0,0	-0,0001	0,0010002	0,0	-0,0001	0,0010001	0,2	-0,0001	0,0010001	0,2	-0,0001	0,0010001	0,2
10	0,0010002	42,1	0,1510	0,0010002	42,1	0,1510	0,0010002	42,1	0,1510	0,0010002	42,2	0,1510	0,0010002	42,2	0,1510	0,0010002	42,2
30	0,0010043	125,7	0,4365	0,0010043	125,7	0,4365	0,0010043	125,7	0,4365	0,0010043	125,8	0,4365	0,0010042	125,8	0,4364	0,0010042	125,8
40	0,0010078	167,5	0,5721	0,0010078	167,5	0,5721	0,0010078	167,5	0,5721	0,0010077	167,6	0,5720	0,0010077	167,6	0,5720	0,0010077	167,6
90	0,0010361	376,9	1,1925	0,0010361	377,0	1,1925	0,0010361	377,0	1,1925	0,0010361	377,0	1,1924	0,0010361	377,0	1,1924	0,0010361	377,0
110	2,187	2698,9	7,5239	1,942	2697,8	7,4673	1,745	2696,7	7,4164	0,0010518	461,4	1,4184	0,0010518	461,4	1,4184	0,0010518	461,4
120	2,247	2718,8	7,5750	1,995	2717,8	7,5187	1,793	2716,8	7,4681	0,0010606	503,7	1,5276	0,0010606	503,7	1,5276	0,0010606	503,7
160	2,484	2797,5	7,7658	2,206	2796,9	7,7103	1,984	2796,2	7,6605	0,9842	2789,5	7,3285	0,9842	2789,5	7,3285	0,9842	2789,5
200	2,718	2876,1	7,9393	2,415	2875,6	7,8842	2,172	2875,2	7,8348	1,080	2870,4	7,5073	1,080	2870,4	7,5073	1,080	2870,4
240	2,952	2955,0	8,0994	2,623	2954,7	8,0445	2,359	2954,3	7,9954	1,175	2950,8	7,6703	1,175	2950,8	7,6703	1,175	2950,8
280	3,184	3034,6	8,2486	2,829	3034,3	8,1939	2,546	3034,0	8,1449	1,269	3031,2	7,8213	1,269	3031,2	7,8213	1,269	3031,2
320	3,416	3114,9	8,3888	3,036	3114,7	8,3342	2,732	3114,4	8,2853	1,363	3112,2	7,9626	1,363	3112,2	7,9626	1,363	3112,2
360	3,648	3196,1	8,5213	3,242	3195,9	8,4668	2,917	3195,7	8,4179	1,456	3193,8	8,0958	1,456	3193,8	8,0958	1,456	3193,8
400	3,879	3278,3	8,6472	3,448	3278,1	8,5927	3,103	3278,0	8,5439	1,549	3276,4	8,2223	1,549	3276,4	8,2223	1,549	3276,4
440	4,111	3361,5	8,7672	3,653	3361,3	8,7127	3,288	3361,2	8,6640	1,642	3359,8	8,3427	1,642	3359,8	8,3427	1,642	3359,8
480	4,342	3445,7	8,8821	3,859	3445,6	8,8276	3,473	3445,4	8,7789	1,735	3444,3	8,4578	1,735	3444,3	8,4578	1,735	3444,3
520	4,573	3530,9	8,9924	4,065	3530,8	8,9379	3,658	3530,7	8,8892	1,828	3529,7	8,5683	1,828	3529,7	8,5683	1,828	3529,7
560	4,804	3617,3	9,0986	4,270	3617,2	9,0441	3,843	3617,1	8,9954	1,920	3616,2	8,6748	1,920	3616,2	8,6748	1,920	3616,2
600	5,035	3704,7	9,2011	4,475	3704,6	9,1466	4,028	3704,5	9,0979	2,013	3703,7	8,7774	2,013	3703,7	8,7774	2,013	3703,7



t	p = 3,00 бар			p = 4,00 бар			p = 5,00 бар			p = 10 бар		
	v	h	s	v	h	s	v	h	s	v	h	s
°C	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)
0	0,0010001	0,3	-0,0001	0,0010000	0,4	0,0001	0,0010000	0,5	-0,0001	0,0009997	1,0	-0,0001
40	0,0010077	167,7	0,5720	0,0010076	167,8	0,5720	0,0010076	167,9	0,5719	0,0010074	168,3	0,5717
130	0,0010700	546,3	1,6343	0,0010699	546,4	1,6342	0,0010699	546,5	1,6341	0,0010696	546,8	1,6336
140	0,6170	2739,6	7,0274	0,0010800	589,1	1,7389	0,0010800	589,2	1,7388	0,0010796	589,5	1,7383
150	0,6340	2761,2	7,0790	0,4708	2752,9	6,9308	0,0010900	632,2	1,8416	0,0010904	632,5	1,8410
160	0,6508	2782,4	7,1287	0,4839	2775,0	6,9825	0,3942	2789,9	6,9169	0,0011019	675,7	1,9420
170	0,6674	2803,4	7,1767	0,4967	2796,8	7,0322	0,4046	2812,1	6,9664	0,0011143	719,2	2,0414
180	0,6838	2824,3	7,2232	0,5094	2818,3	7,0802	0,4249	2855,4	7,0603	0,2059	2827,5	6,6940
200	0,7164	2865,6	7,3123	0,5343	2860,6	7,1715	0,4646	2939,9	7,2314	0,2275	2920,5	6,8826
240	0,7805	2947,2	7,4780	0,5831	2943,5	7,3398	0,5034	3022,8	7,3871	0,2480	3008,3	7,0475
280	0,8438	3028,5	7,6305	0,6311	3025,7	7,4939	0,5416	3105,5	7,5314	0,2678	3094,0	7,1971
320	0,9067	3110,0	7,7727	0,6785	3107,7	7,6372	0,5796	3183,3	7,6664	0,2873	3178,9	7,3356
360	0,9692	3192,0	7,9065	0,7257	3190,1	7,7716	0,6172	3271,8	7,7944	0,3066	3264,0	7,4606
400	1,031	3274,9	8,0335	0,7726	3273,3	7,8990	0,6548	3355,9	7,9157	0,3256	3349,3	7,5890
440	1,094	3358,5	8,1542	0,8193	3357,2	8,0201	0,6922	3440,8	8,0316	0,3446	3435,1	7,7061
480	1,156	3443,1	8,2696	0,8660	3442,0	8,1357	0,7109	3483,6	8,0877	0,3540	3478,3	7,7627
520	1,218	3485,8	8,3255	0,8893	3484,7	8,1917	0,7668	3613,5	8,2495	0,3823	3609,1	7,9256
560	1,279	3615,3	8,4868	0,9590	3614,4	8,3533	0,8040	3701,4	8,3525	0,4010	3697,4	8,0545
600	1,341	3702,9	8,5896	1,0055	3702,2	8,4561						

t	p = 15 бар			p = 20 бар			p = 25 бар			p = 30 бар		
	v	h	s	v	h	s	v	h	s	v	h	s
°C	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)
0	0,0009995	1,5	0,0000	0,0009992	2,0	0,0000	0,0009990	2,5	0,00004	0,0009987	3,0	0,0001
40	0,0010071	168,8	0,5715	0,0010069	169,2	0,5713	0,0010067	169,7	0,5711	0,0010065	170,1	0,5709
120	0,0010599	504,6	1,5264	0,0010596	505,0	1,5260	0,0010593	505,3	1,5255	0,0010590	505,7	1,5250
190	0,001141	807,6	2,235	0,0011408	807,9	2,2345	0,0011403	808,1	2,2338	0,0011399	808,3	2,2330
210	0,1366	2822,9	6,5099	0,0011725	897,8	2,4245	0,0011719	898,0	2,4237	0,0011714	898,1	2,4228
220	0,1406	2849,2	6,5639	0,1021	2820,4	6,3842	0,0011897	943,7	2,5175	0,0011891	943,9	2,5166
230	0,1445	2874,7	6,6150	0,1053	2849,0	6,4416	0,08164	2820,4	6,2927	0,0012084	990,3	2,6098
240	0,1483	2899,3	6,6635	0,1084	2876,3	6,4953	0,08439	2851,0	6,3529	0,06818	2823,0	6,2245
280	0,1627	2993,0	6,8394	0,1200	2976,9	6,6842	0,09434	2959,8	6,5573	0,07714	2941,8	6,4477
320	0,1765	3082,1	6,9949	0,1308	3069,8	6,8466	0,10334	3057,1	6,7273	0,08500	3044,0	6,6262
360	0,1899	3169,3	7,1372	0,1411	3159,5	6,9929	0,1119	3149,6	6,8781	0,09232	3139,3	6,7818
400	0,2030	3256,1	7,2701	0,1512	3248,1	7,1285	0,1201	3239,9	7,0165	0,09933	3231,6	6,9231
440	0,2159	3342,6	7,3949	0,1610	3335,8	7,2550	0,1281	3328,9	7,1449	0,1061	3321,9	7,0535
480	0,2287	3429,3	7,5132	0,1708	3423,5	7,3747	0,1360	3417,5	7,2659	0,1128	3411,6	7,1758
500	0,2351	3472,9	7,5703	0,1756	3467,4	7,4323	0,1399	3461,9	7,3240	0,1161	3456,4	7,2345
510	0,2383	3494,7	7,5984	0,1780	3489,5	7,4606	0,1419	3484,1	7,3526	0,1178	3478,8	7,2633
520	0,2414	3516,6	7,6262	0,1804	3511,5	7,4886	0,1438	3506,4	7,3808	0,1194	3501,2	7,2918
560	0,2541	3604,6	7,7345	0,1900	3600,2	7,5977	0,1516	3595,7	7,4906	0,1259	3591,1	7,4024
600	0,2667	3693,5	7,8386	0,1995	3689,5	7,7024	0,1592	3685,5	7,5960	0,1324	3681,5	7,5084

t	p = 35 бар			p = 40 бар			p = 45 бар			p = 50 бар		
	v	h	s	v	h	s	v	h	s	v	h	s
°C	м³/кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	м³/кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	м³/кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)	м³/кг	кДж/кг	кДж/(кг·К)
0	0,0009985	3,5	0,0001	0,0009982	4,0	0,0002	0,0009980	4,5	0,0002	0,0009977	5,1	0,0002
10	0,0009986	45,4	0,1507	0,0009984	45,9	0,1506	0,0009981	46,4	0,1506	0,0009979	46,9	0,1505
40	0,0010063	170,5	0,5708	0,0010060	171,0	0,5706	0,0010058	171,4	0,5704	0,0010056	171,9	0,5702
80	0,0010275	337,7	1,0730	0,0010273	338,1	1,0726	0,0010270	338,4	1,0723	0,0010268	338,8	1,0720*
120	0,0010587	506,0	1,5244	0,0010584	506,4	1,5242	0,0010582	506,7	1,5237	0,0010579	507,1	1,5232
160	0,0011001	677,2	1,9390	0,0010997	677,5	1,9385	0,0010993	677,8	1,9379	0,0010990	678,0	1,9373
200	0,0011545	853,2	2,3276	0,0011540	853,4	2,3268	0,0011534	853,6	2,3260	0,0011530	853,8	2,3253
240	0,0012288	1037,7	2,7018	0,0012280	1037,7	2,7007	0,0012272	1037,8	2,6996	0,0012264	1037,8	2,6985
250	0,05871	2828,1	6,1734	0,0012512	1085,8	2,7936	0,0012503	1085,8	2,7923	0,0012494	1085,8	2,7911
260	0,06085	2861,6	6,2369	0,5174	2835,6	6,1355	0,04454	2807,1	6,0370	0,0012750	1135,0	2,8842
270	0,06287	2892,9	6,2951	0,05366	2870,1	6,1995	0,04641	2845,3	6,1080	0,04053	2818,4	6,0184
320	0,07187	3030,3	6,5374	0,06200	3016,2	6,4573	0,05430	3001,5	6,3836	0,04811	2986,2	6,3147
360	0,07836	3128,9	6,6982	0,06787	3118,2	6,6237	0,05971	3107,2	6,5361	0,05316	3095,9	6,4939
400	0,08451	3223,1	6,8426	0,07339	3214,5	6,7713	0,06473	3205,8	6,7071	0,05780	3196,9	6,6486
440	0,09046	3314,8	6,9749	0,07869	3307,7	6,9058	0,06953	3300,5	6,8438	0,06220	3293,2	6,7875
460	0,09338	3360,3	7,0378	0,08128	3353,7	6,9694	0,07187	3347,1	6,9083	0,06434	3340,4	6,8528
520	0,10198	3496,0	7,2157	0,08890	3490,8	7,1491	0,07872	3485,5	7,0898	0,07058	3480,2	7,0361
560	0,1076	3586,6	7,3272	0,09387	3582,0	7,2614	0,08319	3577,4	7,2029	0,07464	3572,8	7,1501
600	0,1132	3677,5	7,4337	0,09879	3673,4	7,3686	0,08760	3669,4	7,3107	0,07864	3665,4	7,2586

t	p = 60 бар				p = 70 бар				p = 80 бар				p = 90 бар			
	v	h	s	κДж/кг	v	h	s	κДж/кг	v	h	s	κДж/кг	v	h	s	κДж/кг
0	0,0009972	6,1	0,0003	0,0009967	7,1	0,0004	0,0009962	8,1	0,0004	0,0009958	9,1	0,0005	0,0009958	9,1	0,0005	0,0005
40	0,0010051	172,7	0,5698	0,0010047	173,6	0,5694	0,0010043	174,5	0,5690	0,0010038	175,4	0,5686	0,0010038	175,4	0,5686	0,5686
120	0,0010573	507,8	1,5224	0,0010567	508,5	1,5215	0,0010562	509,2	1,5206	0,0010556	509,9	1,5197	0,0010556	509,9	1,5197	1,5197
160	0,0010983	6-78,6	1,9361	0,0010976	679,2	1,9350	0,0010968	679,8	1,9338	0,0010961	680,4	1,9326	0,0010961	680,4	1,9326	1,9326
200	0,0011519	854,2	2,3237	0,0011510	854,6	2,3222	0,0011500	855,1	2,3207	0,0011490	855,5	2,3191	0,0011490	855,5	2,3191	2,3191
240	0,0012249	1037,9	2,6963	0,0012233	1038,0	2,6941	0,0012218	1038,2	2,6920	0,0012202	1038,3	2,6899	0,0012202	1038,3	2,6899	2,6899
270	0,0013013	1185,2	2,9751	0,0012988	1184,9	2,9721	0,0012964	1184,6	2,9691	0,0012940	1184,3	2,9663	0,0012940	1184,3	2,9663	2,9663
280	0,03317	2804,0	5,9253	0,0013307	1236,7	3,0667	0,0013277	1236,2	3,0633	0,0013249	1235,6	3,0600	0,0013249	1235,6	3,0600	3,0600
290	0,03473	2846,5	6,0016	0,02801	2792,9	5,8509	0,0013639	1289,8	3,1594	0,0013604	1289,0	3,1555	0,0013604	1289,0	3,1555	3,1555
300	0,03616	2885,0	6,0693	0,02946	2839,2	5,9322	0,02425	2785,4	5,7918	0,0014022	1344,9	3,2539	0,02425	2785,4	5,746»	5,746»
310	0,03750	2920,4	6,1306	0,03078	2880,2	6,0034	0,02560	2834,7	5,8771	0,02268	2833,5	5,8341	0,02268	2833,5	5,8341	5,8341
320	0,03876	2953,5	6,1869	0,03199	2917,8	6,0672	0,02682	2878,1	5,9510	0,02669	2993,2	6,0953	0,02669	2993,2	6,0953	6,0953
360	0,04331	3072,4	6,3811	0,03623	3047,6	6,2793	0,03089	3021,3	6,1849	0,03431	3119,7	6,2891	0,03431	3119,7	6,2891	6,2891
400	0,04738	3178,6	6,5438	0,03992	3159,7	6,4511	0,03431	3140,1	6,3670	0,03280	3231,2	6,4502	0,03280	3231,2	6,4502	6,4502
440	0,05119	3278,3	6,6876	0,04332	3263,0	6,6002	0,03741	3247,3	6,5218	0,04031	3349,0	6,6605	0,04031	3349,0	6,6605	6,6605
480	0,05484	3374,7	6,8191	0,04654	3361,9	6,7352	0,04031	3349,0	6,6605	0,04309	3447,6	6,7881	0,04309	3447,6	6,7881	6,7881
520	0,05837	3469,5	6,9417	0,04964	3458,6	6,8602	0,04309	3447,6	6,7881	0,04578	3544,6	6,9075	0,04578	3544,6	6,9075	6,9075
560	0,06182	3563,5	7,0575	0,05266	3554,1	6,9778	0,04578	3544,6	6,9075	0,04841	3642,7	7,0201	0,04841	3642,7	7,0201	7,0201
600	0,06521	3657,2	7,1673	0,05561	3649,0	7,0890	0,04841	3649,0	7,0890	0,05561	3649,0	7,1673	0,05561	3649,0	7,1673	7,1673

t	p = 100 бар			p = 110 бар			p = 120 бар			p = 130 бар		
	v м <sup>3</sup> /кг	h кДж/кг	s кДж/(кг·К)	v м <sup>3</sup> /кг	h кДж/кг	s кДж/(кг·К)	v м <sup>3</sup> /кг	h кДж/кг	s кДж/(кг·К)	v м <sup>3</sup> /кг	h кДж/кг	s кДж/(кг·К)
0	0,0009953	10,1	0,0005	0,0009948	11,1	0,0006	0,0009943	12,1	0,0006	0,0009938	13,1	0,0006
40	0,0010034	176,3	0,5682	0,0010030	177,2	0,5678	0,0010026	178,1	0,5674	0,0010021	178,9	0,5670
100	0,0010386	426,5	1,2992	0,0010381	427,2	1,2984	0,0010376	428,0	1,2977	0,0010371	428,8	1,2969
140	0,0010739	595,4	1,7291	0,0010733	596,1	1,7281	0,0010727	596,7	1,7271	0,0010721	597,4	1,7261
200	0,0011480	855,9	2,3176	0,0011470	856,4	2,3161	0,0011461	856,8	2,315	0,0011451	857,2	2,313
240	0,0012188	1038	2,6878	0,0012173	1038,6	2,6857	0,0012158	1038,8	2,684	0,0012144	1038,9	2,682
290	0,0013570	1288	3,1517	0,0013536	1287,5	3,1480	0,0013504	1286,8	3,144	0,0013472	1286,1	3,141
310	0,0014472	1402,6	3,3513	0,0014416	1400,9	3,3459	0,0014362	1399,3	3,3407	0,0014310	1397,8	3,3356
320	0,01924	2782,0	5,7120	0,01625	2720,3	5,5782	0,014941	1461,5	3,4464	0,0014869	1459,2	3,4400
330	0,02042	2835,4	5,8014	0,01754	2785,9	5,6880	0,01501	2727,6	5,5643	0,0015600	1526,9	3,5532
340	0,02147	2882,1	5,8782	0,01864	2840,4	5,7776	0,01620	2793,4	5,6725	0,01402	2738,8	5,5589
390	0,02568	3067,1	6,1689	0,02281	3043,2	6,0963	0,02040	3018,1	6,0259	0,01834	2991,7	5,9569
440	0,02910	3214,8	6,3837	0,02607	3197,8	6,3214	0,02354	3180,4	6,2622	0,02139	3162,6	6,2057
460	0,03036	3269,3	6,4591	0,02726	3254,1	6,3992	0,02467	3238,6	6,3427	0,02247	3222,8	6,2890
520	0,03392	3425,1	6,6635	0,03058	3413,7	6,6085	0,02780	3402,1	6,5571	0,02544	3390,3	6,5088
560	0,03616	3525,4	6,7869	0,03266	3515,6	6,7340	0,02974	3505,7	6,6847	0,02727	3495,8	6,6386
600	0,03883	3624,0	6,9025	0,0347	3615,5	6,8511	0,0316	3607,0	6,8034	0,0290	3598,4	6,7590



t °C	p = 140 бар			p = 150 бар			p = 160 бар			p = 170 бар		
	v м³/кг	h кДж/кг	s кДж/(кг·К)	v м³/кг	h кДж/кг	s кДж/(кг·К)	v м³/кг	h кДж/кг	s кДж/(кг·К)	v м³/кг	h кДж/кг	s кДж/(кг·К)
0	0,0009933	14,1	0,0007	0,0009928	15,1	0,0007	0,0009924	16,1	0,0008	0,0009919	17,1	0,0008
20	0,0009955	97,0	0,2933	0,0009950	97,9	0,2930	0,0009946	98,8	0,2928	0,0009942	99,7	0,2926
40	0,0010017	179,8	0,5666	0,0010013	180,7	0,5662	0,0010008	181,6	0,5659	0,0010004	182,4	0,5655
80	0,0010226	346,0	1,0661	0,001021	346,8	1,0655	0,0010217	347,6	1,0648	0,0010212	348,4	1,0642
120	0,0010529	513,5	1,5153	0,0010523	514,2	1,5144	0,0010518	514,9	1,5136	0,0010512	515,6	1,5127
200	0,0011442	857,7	2,3117	0,0011432	858,1	2,3102	0,0011423	858,6	2,3087	0,0011414	859,0	2,3073
240	0,0012129	1039,1	2,6796	0,0012115	1039,3	2,6776	0,0012101	1039,5	2,6756	0,0012088	1039,7	2,6736
280	0,0013115	1233,5	3,0441	0,0013090	1233,1	3,0411	0,0013065	1232,8	3,0381	0,0013041	1232,4	3,0352
320	0,0014801	1457,0	3,4338	0,0014736	1455,0	3,4279	0,0014674	1453,0	3,4222	0,0014615	1451,2	3,4166
330	0,0015497	1523,5	3,5449	0,0015402	1520,3	3,5371	0,0015312	1517,3	3,5296	0,0015229	1514,6	3,5225
340	0,01201	2672,6	5,4297	0,0016323	1594,6	3,6592	0,0016175	1589,6	3,6484	0,0016042	1585,9	3,6384
350	0,01323	2753,5	5,5606	0,01148	2693,8	5,4450	0,009782	2618,5	5,3071	0,001728	1668,7	3,7736
360	0,01422	2817,4	5,6624	0,01258	2771,3	5,5685	0,01107	2717,8	5,4653	0,009616	2653,6	3,7475
400	0,01722	3004,0	5,9488	0,01566	2977,6	5,8851	0,01427	2949,7	5,8215	0,01303	2920,2	5,7575
440	0,01954	3144,2	6,1512	0,01794	3125,2	6,0984	0,01652	3105,8	6,0470	0,01527	3085,7	5,9966
480	0,02157	3265,9	6,3174	0,01989	3251,2	6,2704	0,01842	3236,2	6,2250	0,01712	3220,8	6,1811
520	0,02342	3378,4	6,4630	0,02166	3366,4	6,4194	0,02013	3354,2	6,3777	0,01877	3341,8	6,3376
560	0,02515	3485,8	6,5951	0,02332	3475,6	6,5539	0,02171	3465,4	6,5146	0,02029	3455,1	6,4770
600	0,02681	3589,8	6,7172	0,02489	3581,2	6,6776	0,02321	3572,4	6,6401	0,02173	3563,6	6,6043

Методика подбора профилей по «Атласу профилей МЭИ»

Обозначения профилей.

В «Атласе профилей МЭИ» все профили делятся на две группы:

- профили для неподвижных (сопловых) решёток;
- профили для вращающихся (рабочих) решёток.

Профили для неподвижных (сопловых, направляющих решёток) обозначаются буквой «С» (русская «эс»), а для вращающихся решёток – буквой «Р» (русская «эр»). Например: С-9012А или Р-3021А.

За буквой обозначения типа решётки стоят две пары чисел и буква:

С-9012А:  $\alpha_1 = 90^\circ$  – угол входа потока на решетку;

$\alpha_2 = 12^\circ$  – угол выхода из решетки;

А – символ, характеризующий область применения данного профиля в зависимости от скорости потока на входе.

Р-3021А:  $\beta_1 = 30^\circ$  – угол входа потока на решетку;

$\beta_2 = 21^\circ$  – угол выхода из решетки;

А – символ, характеризующий область применения данного профиля в зависимости от скорости потока на входе.

Символ в конце обозначения профиля означает:

А- для дозвуковых скоростей

$(M_{c1t}=c_{1t}/a_{1t}<0,8\dots0,9; M_{w2t}=w_{2t}/a_{2t}<0,8\dots0,9)$ ;

Б - для околосзвуковых скоростей

$(0,8\dots0,9<M_{c1t}=c_{1t}/a_{1t}<1,1\dots1,2; ,8\dots0,9<M_{w2t}=w_{2t}/a_{2t}<1,1\dots1,2)$ ;

В - для сверхзвуковых скоростей

$(M_{c1t}=c_{1t}/a_{1t}>1,2\dots1,4; M_{w2t}=w_{2t}/a_{2t}>1,2\dots1,4)$ .

Основные задачи и принципы выбора профиля по атласу профилей.

В результате проведения расчёта ступени турбины по среднему диаметру конструктор получает все параметры, необходимые для выбора сопловой и рабочей решёток

Продолжение прил.3  
профилей: углы  $\alpha_0$  и  $\alpha_1$ , число  $M_{c1t}$  – для сопловой решётки, и  $\beta_1$  и  $\beta_2$ , число  $M_{w2t}$  – для рабочей решётки.

Профиль сопловой и рабочей решётки выбирают, в первую очередь, ориентируясь на значение угла выхода потока  $\alpha_1$  и  $\beta_2$ . Как известно, при дозвуковых скоростях углы выхода потока  $\alpha_1$  и  $\beta_2$  практически равны эффективным углам  $\alpha_{1эф} = \arcsin(a_1/t_1)$  и  $\beta_{2эф} = \arcsin(a_2/t_2)$ , а эффективные (геометрические) углы выхода решётки определяются по величине узкого сечения («горла») межлопаточного канала.

«Горло» межлопаточного канала определяет проходную площадь решётки, а, следовательно, и расход рабочего тела через ступень и её мощность. Поэтому, при выборе профиля, в первую очередь, обращают внимание на близость значений  $\alpha_1$  и  $\beta_2$ , полученных из расчёта ступени, второй паре цифр в обозначении профиля.

Далее, выбранный профиль проверяют по близости углов входа потока  $\alpha_0$  и  $\beta_1$ , полученным из расчёта, первой паре цифр в обозначении профиля. Если разница этих значений невелика (менее 5-10 градусов), то выбирают тот профиль, у которого она минимальна. Это означает, что выбранный профиль в условиях проектируемой ступени будет работать с небольшими углами атаки на входе в решётку и, хотя его эффективность несколько уменьшится по сравнению с обтеканием профиля при нулевом угле атаки, выбор готового профиля из «Атласа» оправдан использованием унифицированных деталей ступени турбины.

Определение угла установки решетки.

$$\alpha_y = \alpha_{1эф} - 16,0 \cdot (t_{опт} - 0,75) + 23,1.$$

$$\beta_y = \beta_{2эф} - 12,8 \cdot (t_{опт} - 0,65) + 58,01.$$



где:  $\alpha_{1\text{эф}}, \beta_{2\text{эф}}$  – эффективный угол выхода решётки;

$$\alpha_{1\text{эф}} = \alpha_1 - 0,7.$$

$$\beta_{2\text{эф}} = \beta_2 - 0,7.$$

Продолжение прил.3

$t_{\text{опт}}$  – оптимальный шаг решетки.

### Пример

Из таблицы профилей для решетки С-9012Б

$$\alpha_{1\text{эф}} = \alpha_1 - 0,7 = 12 - 0,7 = 11,3^{\circ}.$$

$$\bar{t} = 0,72 \dots 0,85. t_{\text{опт}} = \frac{0,72+0,87}{4} = 0,8.$$

$$\begin{aligned} \alpha_y &= \alpha_{1\text{эф}} - 16,0 \cdot (t_{\text{опт}} - 0,75) + 23,1 = \\ &= 11,3 - 16,0 \cdot (0,8 - 0,75) + 23,1 = 37^{\circ}. \end{aligned}$$

### Р-2314А.

$$\beta_{2\text{эф}} = \beta_2 - 0,7 = 14 - 0,7 = 13,3^{\circ}.$$

$$\bar{t} = 0,60 \dots 0,75. t_{\text{опт}} = \frac{0,60+0,75}{4} = 0,675.$$

$$\begin{aligned} \beta_y &= \beta_{2\text{эф}} - 12,8 \cdot (t_{\text{опт}} - 0,65) + 58,01 = \\ &= 13,3 - 12,8 \cdot (0,675 - 0,65) + 58,01 = 71^{\circ}. \end{aligned}$$

Таблица. Профили решеток МЭИ

Обозначение профиля	$\alpha_1, \beta_2,$ град.	$\alpha_0, \beta_1,$ град.	$\bar{t}$	$M_{\text{опт}}$	$b, \text{ см}$	$f, \text{ см}^2$	$J_{\text{min}},$ $\text{см}^4$	$W_{\text{min}},$ $\text{см}^3$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
С-9009А	8-11	70-120	0,72-0,85	До 0,90	6,06	3,45	0,416	0,471
С-9012А	10-14	70-120	0,72-0,87	До 0,85	6,25	4,09	0,591	0,575
С-9015А	13-17	70-120	0,70-0,85	До 0,85	5,15	3,3	0,36	0,45
С-9018А	16-20	70-120	0,70-0,80	До 0,85	4,71	2,72	0,243	0,333
С-9022А	20-24	70-120	0,70-0,80	До 0,90	4,5	2,35	0,167	0,265
С-9027А	24-30	70-120	0,65-0,75	До 0,90	4,5	2,03	0,116	0,195
С-9033А	30-36	70-120	0,62-0,75	До 0,90	4,5	1,84	0,09	0,163
С-9038А	35-42	70-120	0,60-0,73	До 0,90	4,5	1,75	0,081	0,141
С-5515А	12-18	45-75	0,72-0,87	До 0,90	4,5	4,41	1,195	0,912
С-5520А	17-23	45-75	0,70-0,85	До 0,90	4,15	2,15	0,273	0,275
С-4525А	21-28	35-65	0,60-0,75	До 0,90	4,58	3,30	0,703	0,536
С-6030А	27-34	45-85	0,52-0,70	До 0,90	3,46	1,49	0,118	0,154

C-6520A	17-23	45-85	0,60-0,70	До 0,90	4,5	2,26	0,338	0,348
C-7025A	22-28	55-90	0,50-0,67	До 0,90	4,5	1,89	0,242	0,235
C-9012Б	10-14	70-120	0,72-0,87	0,85-1,15	5,66	3,31	0,388	0,420

Окончание прил. 3

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>
C-9015Б	13-17	70-120	0,70-0,85	0,85-1,15	5,2	3,21	0,226	0,413
C-9012Р	10-14	70-120	0,58-0,68	1,4-1,8	4,09	2,30	0,237	0,324
C-9015Р	13-17	70-120	0,55-0,65	1,4-1,7	4,2	2,0	0,153	0,238
P-2314А	12-16	20-30	0,60-0,75	До 0,90	2,59	2,44	0,43	0,39
P-2617А	15-19	23-35	0,60-0,70	До 0,90	2,57	2,07	0,215	0,225
P-3021А	19-24	25-40	0,58-0,68	До 0,90	2,56	1,85	0,205	0,234
P-3525А	22-28	30-50	0,55-0,65	До 0,85	2,54	1,62	0,131	0,168
P-4629А	25-32	44-60	0,45-0,68	До 0,85	2,56	1,22	0,071	0,112
P-6033А	30-36	47-65	0,43-0,55	До 0,85	2,56	1,02	0,044	0,079
P-6038А	35-42	55-75	0,41-0,51	До 0,85	2,61	0,76	0,018	0,035
P-2314А <sub>к</sub>	12-16	20-30	0,60-0,75	До 0,90	2,59	2,35	0,387	0,331
P-2617А <sub>к</sub>	15-19	23-45	0,60-0,70	До 0,90	2,57	1,81	0,152	0,165
P-2717Б	15-19	23-45	0,57-0,65	0,8-1,15	2,54	2,06	0,296	0,296
P-2717Б <sub>к</sub>	15-19	23-45	0,57-0,68	0,85-1,15	2,54	1,79	0,216	0,216
P-3021Б	19-24	25-40	0,55-0,65	0,85-1,1	2,01	1,11	0,073	0,101
P-3525Б	22-28	30-50	0,55-0,65	0,85-1,1	2,52	1,51	0,126	0,159
P-2118Р	16-20	19-24	0,60-0,70	1,3-1,6	2,0	1,16	0,118	0,142
P-2522Р	20-24	23-27	0,54-0,67	1,35-1,6	2,0	0,99	0,084	0,10

## Приложение 4

Основные свойства и область применения некоторых марок сталей

Марка стали	Температура, °С	Предел текучести $\sigma_s$ , МПа	Предел прочности $\sigma_b$ , МПа	Модуль упругости $E \times 10^{-4}$ , МПа	Коэффициент линейного расширения $\alpha \times 10^6$ , 1/К	Область применения
1	2	3	4	5	6	7
12X13	20 400	410 370	610 500	22 19	10,1 11,4	Рабочие лопатки, бандажные ленты, скрепляющие проволоки
20X13	20 400	520 400	720 530	22 19	10,1 11,4	Рабочие лопатки
15X12BMФ	20 580	750 530	890 580	22 18	9,7 11,2	Рабочие лопатки, диафрагмы, крепеж, заклепки хвостовых соединений
X15H35B3T	650	440	680	15	16,3	Рабочие лопатки, диски, роторы газовых турбин
XH70BMЮТ	20 700	690 570	1070 900	21,6 17,7	– 15,1	Рабочие лопатки, диски газовых турбин
XH77ТЮР	20 700	650 520	1000 830	19,6 14,7	– 14,6	
34ХМА	20	475	680	22	12,3	

						Валы, диски, штоки клапанов
Окончание прил.4						
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>
20X1M1	20 500	570 460	740 540	22 –	10,9 13,7	Цельнокованные роторы
20X3BMФ	20 500	650 510	750 530	21 –	10,6 12,6	
34XM1A	20	480	650	22	12,3	Сварные роторы
34XНЗМА	20	765	830	21	10,8	Диски сборных роторов
20XMЛ	20 550	355 260	520 340	21 –	10,9 13,7	Корпуса турбин, корпуса клапанов, сопловые и клапанные коробки
20XMФЛ	20 550	400 305	595 395	20 17	10,0 13,6	
15X1M1ФЛ	20 540	350 240	575 310	22 18	12,4 14,0	

Приложение 5

$h - s$  - диаграмма водяного пара

Приложение 6

Изображение реального процесса расширения пара в  $h - s$  диаграмме с учетом потерь в ступени скорости и в отсеках.

Приложение 7

Эскиз проточной части двухвенечной ступени скорости.

## Оглавление

Введение	4
Выбор исходных данных для выполнения курсовой работы.	4
1. Исходные данные	5
2. Выбор конструкции турбины	6
3. Предварительная оценка экономичности турбины	17
4. Детальный расчет двухвенечной регулирующей ступени скорости	29
5. Детальный расчет первой активной ступени	57
6. Детальный расчет последней ступени турбины	67
7. Расчет на прочность рабочих лопаток последней ступени	86
Библиографический список	92
Приложения:	93
1. Варианты заданий	93
2. Термодинамические свойства воды и перегретого пара	96
3. Методика подбора профилей по «Атласу профилей МЭИ»	107
4. Основные свойства и область применения некоторых марок сталей	111
5. $h_s$ диаграмма водяного пара	112
6. Изображение реального процесса расширения пара в $h_s$ диаграмме с учетом потерь в ступени скорости и в отсеках.	113
7. Эскиз проточной части двухвенечной ступени скорости.	114



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ\_\_\_\_\_

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 1

по дисциплине Судовые турбомашин

1. Принцип действия ГТУ.

Степень реактивности компрессорной ступени.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ\_\_\_\_\_

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 2

по дисциплине Судовые турбомашин

1. ГТУ открытого цикла. Схема. Изображение в p-v и T-S координатах.

Треугольники скоростей компрессорной ступени.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 3

по дисциплине Судовые турбомашин

1. ГТУ закрытого цикла. Схема. Изображение в p-v и T-S координатах.
2. Принцип действия турбины. Схема одноступенчатой турбины.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 4

по дисциплине Судовые турбомашин

1. Цикл реальной ГТУ. Схема. Тепловая диаграмма.
2. Многоступенчатая турбина со ступенями скорости.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.





**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 5

по дисциплине Судовые турбомашин

1. Цикл ГТУ с регенерацией теплоты. Схема. Тепловая диаграмма.
2. Многоступенчатая реактивная турбина со ступенями давления.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 6

по дисциплине Судовые турбомашин

1. Цикл ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха при сжатии и регенерацией теплоты. Схема. Тепловая диаграмма.
2. Многоступенчатая активная турбина со ступенями давления.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ\_\_\_\_\_

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 7

по дисциплине Судовые турбомашин

1. Цикл ГТУ с промежуточным подогревом и регенерацией теплоты.  
Схема. Тепловая диаграмма.
2. План скоростей реактивной турбины.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ\_\_\_\_\_

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 8

по дисциплине Судовые турбомашин

1. ГТУ с отдельным перепадом теплоты. Схема. Тепловая диаграмма.
2. План скоростей активной турбины.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)

Кафедра ЭСЭУ\_\_\_\_\_

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 9

по дисциплине Судовые турбомашин

1. ГТУ с отдельным потоком газа. Схема. Тепловая диаграмма.
2. Реактивные турбины. График изменения давления и скорости абсолютной и относительной.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)

Кафедра ЭСЭУ\_\_\_\_\_

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 10

по дисциплине Судовые турбомашин

1. ПТУ открытого цикла. Схема. Изображение в и T-S координатах.
2. Принцип силового воздействия на лопатках реактивной турбины.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)

Кафедра ЭСЭУ\_\_\_\_\_

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 11

по дисциплине Судовые турбомашин

1. ПТУ закрытого цикла. Схема. Изображение в и T-S координатах.
2. Активные турбины. График изменения давления и скорости абсолютной и относительной.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)

Кафедра ЭСЭУ\_\_\_\_\_

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 12

по дисциплине Судовые турбомашин

1. Методы повышения эффективности ПТУ.
2. Принцип силового воздействия на лопатках активной турбины.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 13

по дисциплине Судовые турбомашин

1. ПТУ с промежуточным перегревом пара. Схема. Изображение в и T-S координатах.
2. Принцип действия турбины. Схема одноступенчатой турбины.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 14

по дисциплине Судовые турбомашин

1. Степень реактивности и характеристика турбинной ступени.
2. Классификация турбин. Сравнение их с ДВС.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 15

по дисциплине Судовые турбомашин

1. Цикл ГТУ с промежуточным подогревом и регенерацией теплоты.  
Схема. Тепловая диаграмма.
2. План скоростей реактивной турбины.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 16

по дисциплине Судовые турбомашин

1. Цикл ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха при сжатии и  
регенерацией теплоты. Схема. Тепловая диаграмма.
2. Многоступенчатая активная турбина со ступенями давления.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 17

по дисциплине Судовые турбомашин

1. Цикл ГТУ с регенерацией теплоты. Схема. Тепловая диаграмма.
2. Многоступенчатая реактивная турбина со ступенями давления.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 18

по дисциплине Судовые турбомашин

1. Цикл реальной ГТУ. Схема. Тепловая диаграмма.
2. Многоступенчатая турбина со ступенями скорости.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)

Кафедра ЭСЭУ\_\_\_\_\_

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 19

по дисциплине Судовые турбомашин

1. ГТУ закрытого цикла. Схема. Изображение в p-v и T-S координатах.
2. Принцип действия турбины. Схема одноступенчатой турбины.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)

Кафедра ЭСЭУ\_\_\_\_\_

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 20

по дисциплине Судовые турбомашин

1. ГТУ открытого цикла. Схема. Изображение в p-v и T-S координатах.
2. Треугольники скоростей компрессорной ступени.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.





**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 21

по дисциплине Судовые турбомашин

1. Принцип действия ГТУ.
2. Степень реактивности компрессорной ступени.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 22

по дисциплине Судовые турбомашин

1. ГТУ с отдельным перепадом температуры. Схема. Тепловая диаграмма.
2. Классификация турбин. Сравнение их с ДВС.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)

Кафедра ЭСЭУ\_\_\_\_\_

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 23

по дисциплине Судовые турбомашин

1. ГТУ с раздельным потоком газа. Схема. Тепловая диаграмма.
2. Принцип действия турбины. Схема одноступенчатой турбины.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)

Кафедра ЭСЭУ\_\_\_\_\_

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 24

по дисциплине Судовые турбомашин

1. ПТУ открытого цикла. Схема. Изображение в и T-S координатах.
2. Принцип силового воздействия на лопатках активной турбины.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 25

по дисциплине Судовые турбомашин

1. ПТУ закрытого цикла. Схема. Изображение в и T-S координатах.
2. Активные турбины. График изменения давления и скорости абсолютной и относительной.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 26

по дисциплине Судовые турбомашин

1. Методы повышения эффективности ПТУ.
2. Принцип силового воздействия на лопатках реактивной турбины.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 27

по дисциплине Судовые турбомашин

1. ПТУ с промежуточным перегревом пара. Схема. Изображение в и T-S координатах. 2.
2. Реактивные турбины. График изменения давления и скорости абсолютной и относительной.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 28

по дисциплине Судовые турбомашин

1. Степень реактивности и характеристика турбинной ступени.
2. План скоростей активной турбины.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 29

по дисциплине Судовые турбомашинны

1. ГТУ с отдельным перепадом теплоты. Схема. Тепловая диаграмма.
2. Классификация турбин. Сравнение их с ДВС.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 30

по дисциплине Судовые турбомашинны

1. ГТУ с отдельным потоком газа. Схема. Тепловая диаграмма.
2. Принцип действия турбины. Схема одноступенчатой турбины.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ\_\_\_\_\_

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 31

по дисциплине Судовые турбомашин

1. ПТУ открытого цикла. Схема. Изображение в и T-S координатах.
2. Принцип силового воздействия на лопатках активной турбины.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ\_\_\_\_\_

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 32

по дисциплине Судовые турбомашин

1. ПТУ закрытого цикла. Схема. Изображение в и T-S координатах.
2. Активные турбины. График изменения давления и скорости абсолютной и относительной.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 33

по дисциплине Судовые турбомашин

1. Методы повышения эффективности ПТУ.
2. Принцип силового воздействия на лопатках реактивной турбины.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 34

по дисциплине Судовые турбомашин

1. ПТУ с промежуточным перегревом пара. Схема. Изображение в и T-S координатах.
2. Реактивные турбины. График изменения давления и скорости абсолютной и относительной.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ\_\_\_\_\_

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 35

по дисциплине Судовые турбомашин

1. Степень реактивности и характеристика турбинной ступени.
2. План скоростей активной турбины.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ\_\_\_\_\_

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 36

по дисциплине Судовые турбомашин

1. Принцип действия ГТУ.
2. План скоростей реактивной турбины.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.





**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 37

по дисциплине Судовые турбомашин

1. ГТУ открытого цикла. Схема. Изображение в p-v и T-S координатах.
2. Многоступенчатая активная турбина со ступенями давления.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 38

по дисциплине Судовые турбомашин

1. ГТУ закрытого цикла. Схема. Изображение в p-v и T-S координатах.
2. Многоступенчатая реактивная турбина со ступенями давления.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 39

по дисциплине Судовые турбомашины

1. Цикл реальной ГТУ. Схема. Тепловая диаграмма.
2. Многоступенчатая турбина со ступенями скорости.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)**

Кафедра ЭСЭУ

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 40

по дисциплине Судовые турбомашины

1. Цикл ГТУ с регенерацией теплоты. Схема. Тепловая диаграмма.
2. Принцип действия турбины. Схема одноступенчатой турбины.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)

Кафедра ЭСЭУ\_\_\_\_\_

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 41

по дисциплине Судовые турбомашин

1. Цикл ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха при сжатии и регенерацией теплоты. Схема. Тепловая диаграмма.
2. Треугольники скоростей компрессорной ступени.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.



**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжский государственный  
университет водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)

Кафедра ЭСЭУ\_\_\_\_\_

7 семестр 7 курса 2024/25 учебного года

Экзаменационный билет № 42

по дисциплине Судовые турбомашин

1. Цикл ГТУ с промежуточным подогревом и регенерацией теплоты. Схема. Тепловая диаграмма.
2. Степень реактивности компрессорной ступени.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.